

ДОПУСКИ, ПОСАДКИ ТА ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ

ПРАКТИКУМ

Частина 2

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»

ДОПУСКИ, ПОСАДКИ ТА ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ

ПРАКТИКУМ

Частина 2

Івано-Франківськ
«Симфонія форте»
2016

УДК 621.71 + 531.71
ББК 34.417.2
Д68

Затверджено Вченою радою Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут» як навчальний посібник для студентів, які навчаються за спеціальності «Прикладна механіка», «Галузеве машинобудування» (протокол №7 від 6 червня 2016 р.)

Рецензенти:

Пермяков Олександр Анатолійович, д-р техн. наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Пилипець Михайло Ількович, д-р техн. наук, професор, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Відповідальний редактор

Равська Наталія Сергіївна, д-р техн. наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

Д68 **Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум.**
Частина 2 [Текст] : навч. посібн. / Ю.І. Адаменко,
О.М. Герасимчук, С.В. Майданюк, Н.В. Мініцька, В.А. Пасічник,
О.А. Плівак. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2016. – 188 с.
ISBN 978-966-286-097-9

Наведені матеріали для вибору та призначення допусків і посадок підшипників кочення, шпонкових, шліцьових та різьбових з'єднань, точності зубчастих коліс та передач, для розрахунків розмірних ланцюгів. Містяться необхідні нормативні матеріали для виконання практичних розрахунків та креслень, приклади типових розрахунків та варіанти практичних завдань.

Посібник призначений для студентів машинобудівних спеціальностей вищих навчальних закладів.

УДК 621.71 + 531.71
ББК 34.417.2

© Адаменко Ю.І., Герасимчук О.М.
Майданюк С.В., Мініцька Н.В.,
Пасічник В.А., Плівак О.А.

ISBN 978-966-286-097-9

© НТУУ «КПІ», 2016

ЗМІСТ

РОЗДІЛ 7. Посадки підшипників кочення	5
7.1. Точність підшипників. Класи точності	5
7.2. Поля допусків підшипників	6
7.3. Розрахунок та вибір посадок підшипників	8
7.4. Шорсткість, допуски форми та розташування посадкових і опорних торцевих поверхонь	13
7.5. Контрольні запитання	20
7.6. Контрольні завдання	20
РОЗДІЛ 8. Шпонкові та шліцьові з'єднання	22
8.1. Шпонкові з'єднання	22
8.2. Шліцьові з'єднання	27
8.3. Контрольні запитання	40
8.4. Контрольні завдання	41
РОЗДІЛ 9. Різьбові з'єднання	44
9.1. Основні поняття про різьбові з'єднання	44
9.2. Похибки різьби та їх вплив на згвинчування деталей	46
9.3. Система допусків і посадок метричних різьб	49
9.4. Контрольні запитання	69
9.5. Контрольні завдання	70
РОЗДІЛ 10. Допуски зубчастих коліс та передач	72
10.1. Ступені точності та види спряжень	72
10.2. Показники точності зубчастих коліс та передач	75
10.3. Вибір показників чи комплексів точності	83
10.4. Контрольні запитання	89
10.5. Контрольні завдання	89
РОЗДІЛ 11. Розмірні ланцюги	91
11.1. Загальні положення. Терміни та визначення	91
11.2. Метод повної взаємозамінності	96
11.3. Ймовірнісний метод розрахунку розмірних ланцюгів	104
11.4. Метод групової взаємозамінності (селективного складання) ..	111
11.5. Метод припасування	114
11.6. Метод регулювання	115
11.7. Контрольні запитання	116
11.8. Контрольні завдання	116
РОЗДІЛ 12. Призначення посадок для з'єднань складальних одиниць ..	118
12.1. Рекомендації з вибору посадок типових з'єднань складальних одиниць	118

12.2. Приклад вибору посадок складальної одиниці	124
12.3. Контрольні запитання	129
РОЗДІЛ 13. Призначення геометричної точності типових деталей	130
13.1. Призначення геометричної точності елементів валів	130
13.2. Призначення геометричної точності стаканів	138
13.3. Призначення геометричної точності кришок підшипників	144
13.4. Призначення геометричної точності зубчастих коліс	147
13.5. Контрольні запитання	153
Додатки	154
Список використаної літератури	184
Список використаних нормативних документів	185
Предметний покажчик	188

РОЗДІЛ 7. ПОСАДКИ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

7.1. Точність підшипників. Класи точності

Підшипники кочення широко застосовують в усіх галузях машинобудування. Вони являють собою готовий вузол і випускаються на спеціалізованих підшипникових заводах. У механізмах машин підшипники є опорами, які визначають положення рухомих частин механізму по відношенню до нерухомих. Від якості підшипників значною мірою залежить працездатність та довговічність машин.

Підшипники складаються з тіл кочення (кульок або роликів різної форми), які котяться по доріжках кочення, зовнішнього та внутрішнього кілець та, можливо, додаткових деталей (сепаратора, упорних шайб, ущільнювачів тощо) (рис. 7.1). В підшипниках без сепаратора тіла кочення набігають одне на одне, що викликає додаткове тертя, нагрівання та зниження ресурсу підшипника.

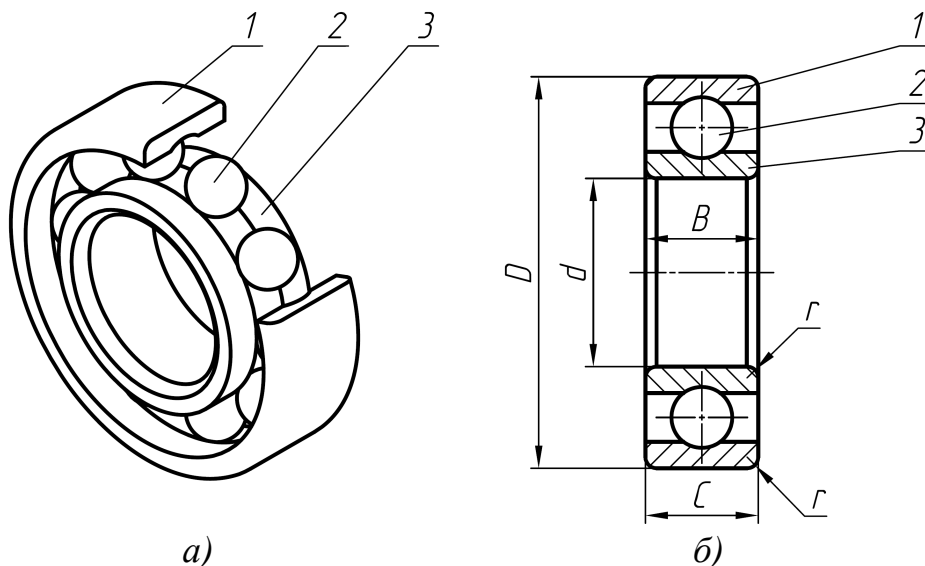


Рис. 7.1 - Схема підшипника а) загальний вигляд; б) основні розміри;
1 – зовнішнє кільце; 2 – тіло кочення (кулька); 3 – внутрішнє кільце

Підшипники кочення виготовляють за методом неповної внутрішньої взаємозамінності між тілами кочення та кільцями і повної взаємозамінності за приєднувальними розмірами – діаметром зовнішнього кільця D та внутрішнього – d (рис. 7.1).

Залежно від точності розмірів, форми, розташування та шорсткості поверхонь деталей підшипника в ДСТУ ГОСТ 520:2014 встановлено *класи точності* (вказані у порядку підвищення точності):

нормальний, 6, 5, 4, Т, 2

– для підшипників кулькових і роликів радіальних і кулькових радіально-упорних;

0, нормальний, 6Х, 6, 5, 4, 2

– для підшипників роликів конічних;

нормальний, 6, 5, 4, 2

– для підшипників упорних і радіально-упорних.

Залежно від наявності вимог до рівня вібрацій, точності форми тіл кочення та інших додаткових технічних вимог, встановлено три *категорії підшипників* – *A, B, C* (вказані в порядку зниження точності).

До *категорії A* відносять підшипники класів точності 5, 4, 3, 2 з додатковими вимогами до рівня вібрацій, точності форми поверхонь тіл кочення та дотриманням одного з параметрів на вибір, перерахованих у ГОСТ 3189-89.

До *категорії B* відносять підшипники класів точності 0, нормального, 6X, 6, 5 із дотриманням одного з параметрів на вибір, перерахованих у ГОСТ 3189-89.

До *категорії C* відносять підшипники класів точності нормального, 6, до яких не висувається додаткових вимог, встановлених для підшипників категорій *A* і *B*.

Позначення підшипників. Система умовних позначень кулькових та роликових підшипників встановлена ГОСТ 3189-89. Номер підшипника характеризує його внутрішній діаметр, серію, тип, конструктивні особливості. Перед номером підшипника через дефіс також вказують додаткові параметри. Наприклад, у підшипнику A125-36208: *A* – категорія; 1 – ряд моменту тертя; 2 – група радіального зазору; 5 – клас точності; 36208 – номер підшипника.

Номер підшипника розшифровується наступним чином:

- перших дві цифри справа 08 – частка від ділення внутрішнього діаметра підшипника на п'ять, тобто $d = 08 \cdot 5 = 40$ мм;

- третя цифра справа 2 – серія діаметрів за ДСТУ ГОСТ 3478:2008 - діаметр зовнішнього кільця $D = 80$ мм;

- четверта цифра справа 6 – тип підшипника: кульковий радіально-упорний;

- п'ята цифра справа 3 – конструктивне виконання підшипника за ГОСТ 3395-89: підшипник 36000 – однорядний нерознімний зі скосом на зовнішньому кільці, з кутом контакту 12° , осьове перевантаження до 70% невикористаного допустимого радіального.

В позначенні підшипників категорії *C* літеру *C* не вказують. Наприклад, 6-36208, де 6 – клас точності; 36208 – номер підшипника.

Для всіх підшипників, крім конічних, для позначення нормального класу точності використовують знак 0.

Для конічних підшипників нульового класу точності вказують знак 0; нормального класу точності – знак *N*; класу точності 6X – знак *X*.

Якщо підшипник має клас точності 0, то він у позначенні не вказується. Наприклад, 36208, де 36208 – номер підшипника, клас точності 0.

Знак 0 маркують лише у тому випадку, якщо зліва від нього є знак маркування. Наприклад, 30-3628.

Після номера підшипника може бути додаткове позначення, яке характеризує матеріал сепаратора, вид змащувального матеріалу, допустиму температуру роботи та ін. [9].

7.2. Поля допусків підшипників

Посадки підшипників із спряженими деталями утворюються як сполучення

полів допусків приєднувальних розмірів підшипникових кілець із стандартними полями допусків валів та отворів.

У ДСТУ ГОСТ 520:2014 нормуються середні діаметри (d_{mp} , D_{mp}) внутрішньої або зовнішньої номінально циліндричної приєднувальної поверхні підшипників кочення для того, щоб обмежити такі відхилення форми, як овальність та конусоподібність, які є найбільш несприятливими для підшипника. Середній діаметр (d_{mp} , D_{mp}) визначають, як середнє арифметичне найбільшого та найменшого значень діаметра, виміряних у декількох одиничних перетинах кільця. Залежно від типу підшипника, розміру кільця та класу точності встановлено граничні відхилення (верхнє та нижнє) для відхилення середнього діаметра внутрішнього кільця (Δ_{dmp}) і зовнішнього кільця (Δ_{Dmp}):

$$\Delta_{dmp} = d_{mp} - d ,$$

де Δ_{dmp} – відхилення середнього діаметра отвору в одиничній площині – це різниця між середнім і номінальним діаметрами отвору в одиничній радіальній площині (одинична площина – це будь-яка площина, в якій можуть виконуватися вимірювання); d_{mp} – середній діаметр отвору – середньоарифметичне значення найбільшого та найменшого одиничних діаметрів отвору окремого кільця; d – номінальний діаметр отвору; для підшипників кочення номінальний діаметр отвору є базовою величиною (базовим діаметром) для вимірювання відхилення дійсної поверхні отвору;

$$\Delta_{Dmp} = D_{mp} - D ,$$

де Δ_{Dmp} – відхилення середнього зовнішнього діаметра в одиничній площині – це різниця між середнім і номінальним зовнішнім діаметрами в одиничній радіальній площині; D_{mp} – середній діаметр отвору – середньоарифметичне значення найбільшого та найменшого одиничних зовнішніх діаметрів окремого кільця; D – номінальний зовнішній діаметр; для підшипників кочення номінальний зовнішній діаметр є базовою величиною (базовим діаметром) для вимірювання відхилення дійсної зовнішньої поверхні.

Характеристики посадок підшипників кочення (граничні зазори, натяги та допуск посадки) розраховуються за граничними відхиленнями для Δ_{dmp} та Δ_{Dmp} .

Числові значення відхилень внутрішнього та зовнішнього кілець підшипника Δ_{dmp} та Δ_{Dmp} за ДСТУ ГОСТ 520:2014 наведені у табл. Ж.1.

У ГОСТ 3325-85 встановлено позначення полів допусків на посадкові діаметри кілець підшипника за класами точності (рис. 7.2): для діаметра отвору підшипників $d - L0, L6, L5, L4, L2$, та зовнішнього діаметра $D - l0, l6, l5, l4, l2$, де L – позначення основного відхилення середнього діаметра отвору; l – позначення основного відхилення середнього зовнішнього діаметра; 0, 6, 5, 4, 2 – класи точності підшипників.

Схеми полів допусків кілець підшипника залежно від класу точності наведено на рис. 7.2.

Особливості розташування полів допусків підшипників. Як видно зі схеми полів допусків основне відхилення на приєднувальні діаметри для всіх класів точності – верхнє і дорівнює нулю. Зовнішнє кільце підшипника діамет-

ром D прийняте за основний вал, а внутрішнє кільце підшипника діаметром d – за основний отвір. Тобто, посадка зовнішнього кільця підшипника в корпус здійснюється в системі вала, а посадка внутрішнього кільця на вал – в системі отвору. Поле допуску на зовнішнє кільце підшипника розташоване так само, як у основного вала з основним відхиленням h , тобто в «мінус». Поле допуску на діаметр отвору (внутрішнього кільця) розташоване теж в «мінус» від номінального розміру, а не в «плюс», як у основного отвору з основним відхиленням H , тобто не «в матеріал деталі», а вниз від нульової лінії. Таке розташування поля допуску дозволяє для внутрішнього кільця отримати натяги за рахунок з'єднань з валами стандартних полів допусків k , m , n квалітетів 4, 5, 6.

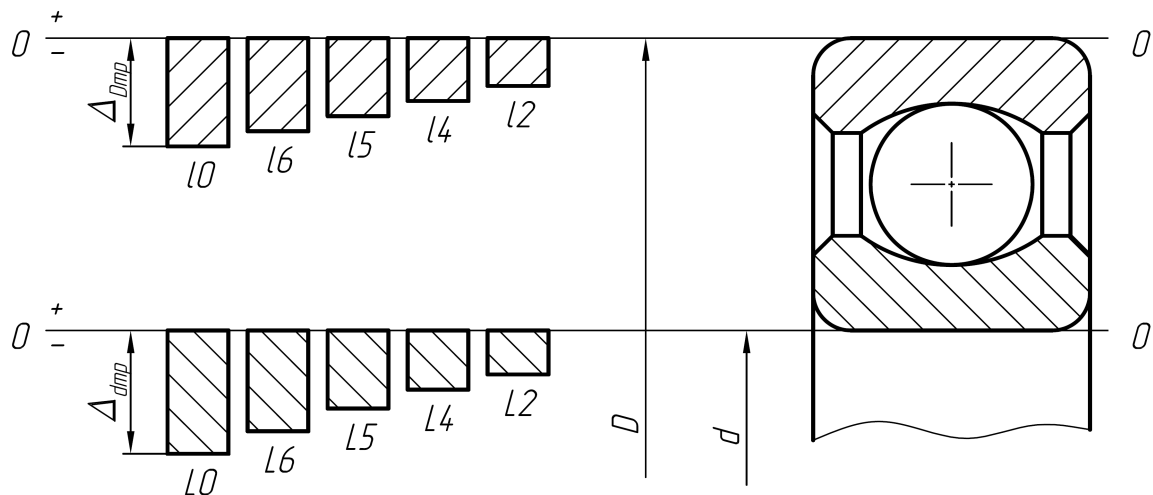


Рис.7.2 - Схеми розташування полів допусків підшипників за класами точності

7.3. Розрахунок та вибір посадок підшипників

Посадку кільця підшипника, що обертається, для виключення його провертання відносно посадкової поверхні вала чи корпусу в процесі роботи під навантаженням необхідно виконувати з гарантованим натягом. Посадка кільця, що не обертається, переважно виконується з зазором для забезпечення регулювання осевого натягу чи зазору підшипників, а також для компенсації температурних розширень валів чи корпусів.

Посадки підшипників залежать від класу точності, виду навантаження кілець підшипника, величини і динаміки діючих навантажень та розмірів кілець.

Вибір квалітету. Квалітети посадкових поверхонь спряжених отвору і вала рекомендується призначати залежно від класу точності підшипників за табл. 7.1.

Види навантаження кілець підшипників. Вибір посадок підшипників на вал і в отвір корпусу виконують залежно від того, обертається чи не обертається дане кільце відносно діючого на нього радіального навантаження чи від виду навантаження. Під радіальним навантаженням розуміють рівнодійну всіх радіальних сил, що діють на підшипник чи тіла кочення.

Вибір квалітету посадкових поверхонь (за ГОСТ 3325-85)

Клас точності підшипника	Квалітет отвору в корпусі	Квалітет вала
0, 6	7	6
5, 4	6	5

Під час вибору посадок кілець підшипників слід враховувати основні види навантаження: *місцеве*, *циркуляційне* і *коливальне*.

За *місцевого* навантаження кільце сприймає постійне за напрямком радіальне навантаження F лише обмеженою ділянкою кола доріжки кочення (рис. 7.3, а-д) і передає його відповідній обмеженій ділянці вала чи корпусу.

За *циркуляційного* навантаження кільце сприймає радіальне навантаження F послідовно всім колом доріжки кочення і передає його всій посадковій поверхні вала чи корпусу (рис. 7.3, а-з).

За *коливального* навантаження кільце сприймає рівнодійну P двох радіальних навантажень: F - постійного і R - обертового (меншого за величиною) обмеженою ділянкою доріжки кочення і передає його обмеженій ділянці посадкової поверхні вала чи корпусу (рис. 7.3, ж-з).

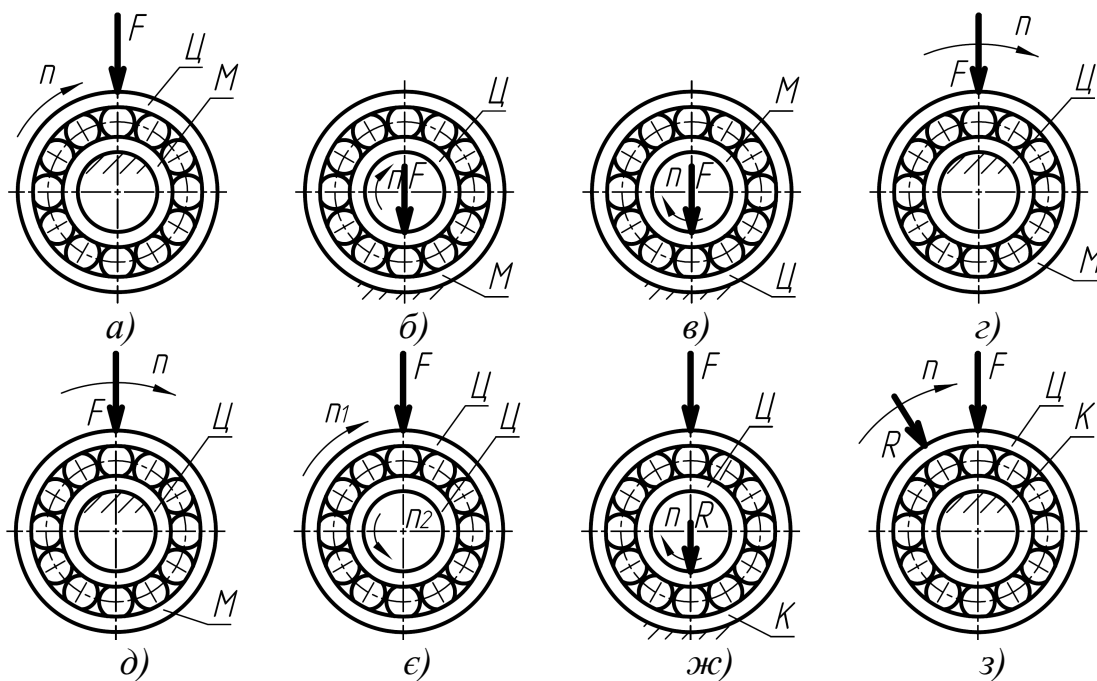


Рис. 7.3 - Види навантаження: М- місцевий, Ц - циркуляційний, К - коливальний

Режим роботи підшипника. За інтенсивністю навантаження підшипникових вузлів режими їх роботи розділяють на *легкий*, *нормальний*, *важкий* і режим «особливі умови».

Основним критерієм інтенсивності навантаження є динамічне еквівалентне навантаження P , що виражається у долях динамічної вантажопідйомності C чи P/C .

Режими роботи підшипників і відповідні відношення навантаження до динамічної вантажопідйомності наведені у табл. 7.2.

Режими роботи підшипників

Режим роботи підшипника	Відношення навантаження до динамічної вантажопідйомності
Легкий	$P/C \leq 0,07$
Нормальний	$0,07 < P/C \leq 0,15$
Важкий	$P/C > 0,15$
Особливі умови	*

* До режиму "особливі умови" відносять умови експлуатації підшипників, що працюють за ударних і вібраційних навантажень. Посадки підшипників за цього режиму вибирають як для важкого режиму роботи, незалежно від відношення навантаження до динамічної вантажопідйомності.

Позначення посадок. Приклади позначення посадок підшипників кочення: Посадка підшипника класу точності 0 на вал, з номінальним діаметром з'єднання $d=55$ мм, з полем допуску вала $k6$:

$$\varnothing 55L0 / k6 \text{ або } \varnothing 55 \frac{L0}{k6}.$$

Посадка підшипника в отвір корпусу з номінальним діаметром з'єднання $D=80$ мм, з полем допуску отвору $H7$:

$$\varnothing 80H7 / l0 \text{ або } \varnothing 80 \frac{H7}{l0}.$$

Приклад позначення посадок на кресленні показано на рис.7.4.

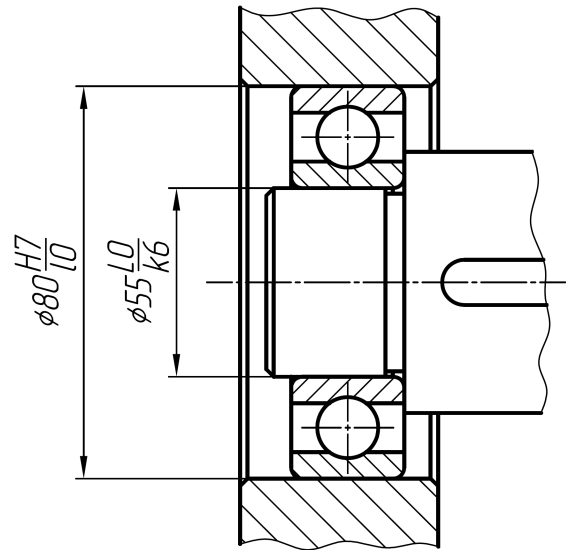


Рис.7.4 – Позначення посадок підшипників кочення

Схеми полів допусків та посадок підшипників наведено на рис. 7.5.

Рекомендовані посадки підшипників кочення на вал і в отвір корпусу, залежно від класів точності та виду навантаження, наведено в табл. 7.3.

Вибір посадок кілець розрахунковим методом. Вибір посадки циркуляційно навантаженого кільця здійснюють за інтенсивністю радіального навантаження посадкової поверхні p_R (табл. 4.4) [14, 16]:

$$p_R = \frac{F_r}{b} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3, \quad (7.1)$$

де F_r – радіальне навантаження (реакція опори), кН; b – робоча ширина кільця підшипника, м ($b = B - 2r$, де B – ширина підшипника; r – радіус закруглення або ширина фаски кільця підшипника); k_1 – динамічний коефіцієнт посадки, що залежить від характеру навантажень (за перевантаження до 150%, помірних поштовхах і вібрації $k_1 = 1$, за перевантаження до 300%, сильних ударах і вібрації $k_1 = 1,8$); k_2 – коефіцієнт, що враховує ступінь ослаблення посадкового натягу для порожнистого вала чи тонкостінного корпусу (табл. 7.5). Для суцільного вала $k_2 = 1$; k_3 – коефіцієнт нерівномірності розподілення радіального навантаження між рядами роликів у дворядних конічних роликів підшипниках чи між здвоєними кульковими підшипниками за наявності осьового навантаження F_a на опорі.

Значення k_3 , що залежить від $(F_a/F_r)\text{ctg } \beta$, наведено у табл. 7.5 (β – кут контакту тіл кочення з доріжкою кочення зовнішнього кільця залежить від конструкції підшипника). Для однорядних підшипників $k_3 = 1$.

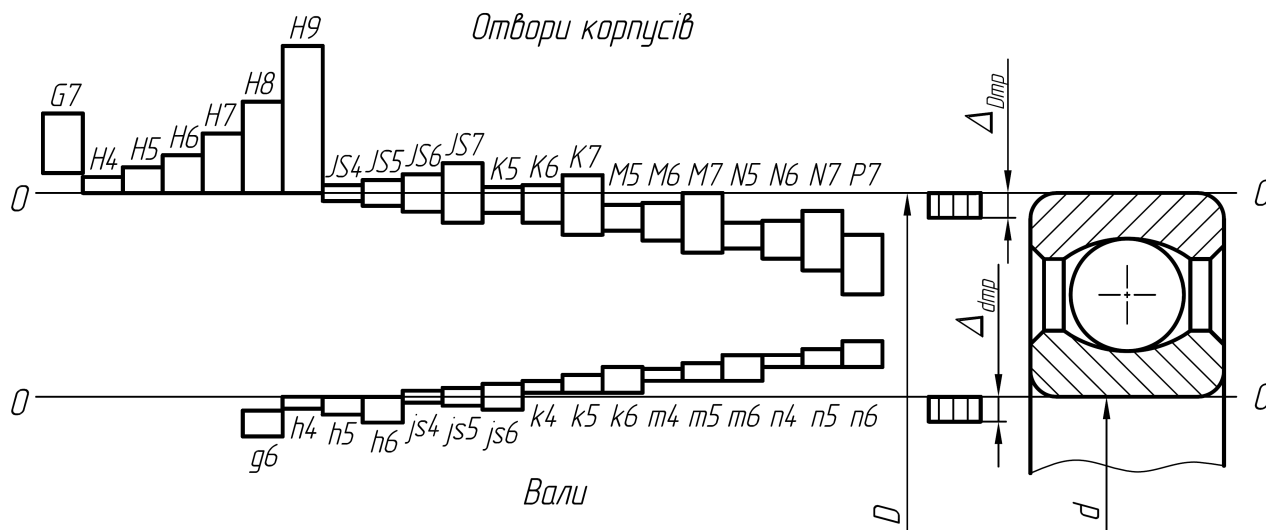


Рис.7.5 – Схема розташування полів допусків для посадок підшипників на вали і в отворах корпусів

Таблиця 7.3

Посадки кілець кулькових і роликових радіальних підшипників на вал і в отвір корпусу залежно від виду навантаження (за ГОСТ 3325-85)

Види вантажен- ня кілець	Посадки кілець														
	внутрішнього на вал							зовнішнього в корпус							
Місцеве	<u>L5</u> <i>js5</i>	<u>L0</u> <i>js6</i>	<u>L5</u> <i>h5</i>	<u>L0</u> <i>h6</i>		<u>L0</u> <i>g6</i>	<u>L0</u> <i>f6</i>		<u>Js6</u> <i>l5</i>	<u>Js7</u> <i>l0</i>	<u>H6</u> <i>l5</i>	<u>H7</u> <i>l0</i>	<u>H8</u> <i>l0</i>	<u>G7</u> <i>l0</i>	
	<u>L4</u> <i>js5</i>	<u>L6</u> <i>js6</i>	<u>L4</u> <i>h5</i>	<u>L6</u> <i>h6</i>		<u>L6</u> <i>g6</i>	<u>L6</u> <i>f6</i>		<u>Js6</u> <i>l4</i>	<u>Js7</u> <i>l6</i>	<u>H6</u> <i>l4</i>	<u>H7</u> <i>l6</i>	<u>H9</u> <i>l0</i>	<u>G7</u> <i>l6</i>	
	<u>L2</u> <i>js4</i>		<u>L2</u> <i>h4</i>						<u>Js5</u> <i>l2</i>		<u>H5</u> <i>l2</i>		<u>H8/16</u> <u>H9/16</u>		
Циркуляційне	<u>L5</u> <i>n5</i>	<u>L0</u> <i>n6</i>	<u>L5</u> <i>m5</i>	<u>L0</u> <i>m6</i>	<u>L5</u> <i>k5</i>	<u>L0</u> <i>k6</i>	<u>L5</u> <i>js5</i>	<u>L0</u> <i>js6</i>	<u>N6</u> <i>l5</i>	<u>N7</u> <i>l0</i>	<u>M6</u> <i>l5</i>	<u>M7</u> <i>l0</i>	<u>K6</u> <i>l5</i>	<u>K7</u> <i>l0</i>	<u>P7</u> <i>l0</i>
	<u>L4</u> <i>n5</i>	<u>L6</u> <i>n6</i>	<u>L4</u> <i>m5</i>	<u>L6</u> <i>m6</i>	<u>L4</u> <i>k5</i>	<u>L6</u> <i>k6</i>	<u>L4</u> <i>js5</i>	<u>L6</u> <i>js6</i>	<u>N6</u> <i>l4</i>	<u>N6</u> <i>l6</i>	<u>M6</u> <i>l4</i>	<u>M7</u> <i>l6</i>	<u>K6</u> <i>l6</i>	<u>K7</u> <i>l6</i>	<u>P7</u> <i>l6</i>
	<u>L2</u> <i>n4</i>		<u>L2</u> <i>m4</i>		<u>L2</u> <i>k4</i>		<u>L2</u> <i>js4</i>		<u>N5</u> <i>l2</i>		<u>M5</u> <i>l2</i>		<u>K5</u> <i>l2</i>		
Коливальне	<u>L5</u> <i>js5</i>	<u>L0</u> <i>js6</i>							<u>Js5</u> <i>l5</i>	<u>Js7</u> <i>l0</i>					
	<u>L4</u> <i>js5</i>	<u>L6</u> <i>js6</i>							<u>Js5</u> <i>l4</i>	<u>Js7</u> <i>l6</i>					
	<u>L2</u> <i>js4</i>								<u>Js4</u> <i>l2</i>						

Вибір поля допуску поверхні, що з'єднується з місцево навантаженим кільцем підшипника, залежно від умов його роботи, можна здійснити за табл. 7.6, табл. Ж.10.

Таблиця 7.4

Допустимі значення інтенсивності навантаження на посадкових поверхнях валів і корпусів

Діаметр d отвору внутрішнього кільця підшипника, мм	Допустимі значення p_R , кН/м			
	Поле допуску вала			
	$js6, js5$	$k6, k5$	$m6, m5$	$n6, n5$
Від 18 до 80	До 300	300-1400	1400-1600	1600-3000
Понад 80 до 180	« 600	600-2000	2000-2500	2500-4000
« 180 « 360	« 700	700-3000	3000-3500	3500-6000
« 360 « 630	« 900	900-3500	3500-5400	5400-8000
Діаметр D зовнішнього кільця підшипника, мм	Поле допуску отвору			
	$K7, K6$	$M7, M6$	$N7, N6$	$P7$
Від 50 до 180	До 800	800-1000	1000-1300	1300-2500
Понад 180 до 360	« 1000	1000-1500	1500-2000	2000-3300
« 360 « 630	« 1200	1200-2000	2000-2600	2600-4000
« 630 « 1600	« 1600	1600-2500	2500-3500	3500-5500

Таблиця 7.5

Значення коефіцієнтів k_2 і k_3

d_B/d або D_K/D		Коефіцієнт k_2				$Fa/Fr \text{ ctg } \beta$		k_3
		Для вала			Для корпусу			
понад	до	$D/d \leq 1,5$	$D/d = 1,5 \div 2,0$	$D/d > 2,0$	Для всіх підшипників	понад	до	
-	0,4	1,0	1,0	1,0	1,0	-	0,2	1,0
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1,1	0,2	0,4	1,2
0,7	0,8	1,5	1,7	2,0	1,4	0,4	0,6	1,4
0,8	-	2,0	2,3	3,0	1,8	0,6; 1,0	1,0	1,6; 2,0

Примітка: d_B – діаметр отвору порожнистого вала; D_K – діаметр зовнішньої поверхні тонкостінного корпусу.

Таблиця 7.6

Рекомендовані посадки для кілець за місцевого навантаження

Навантаження	Посадкові діаметри, мм	Посадка		
		на вал	в корпус сталевий або чавунний	
			нерознімний	рознімний
Спокійне чи з помірними поштовхами та вібрацією; перевантаження до 150%	До 80	<i>h5, h6, g5</i>	<i>H6, H7</i>	<i>H6, H7, H8</i>
	Понад 80 до 260	<i>g6, f6, js6</i>	<i>G6, G7</i>	
	Понад 260 до 500	<i>f6, js6</i>		
3 ударами та вібрацією; перевантаження до 300%	До 80	<i>h5, h6</i>	<i>JS6, JS7</i>	<i>JS6, JS7</i>
	Понад 80 до 260	<i>g5, g6</i>	<i>H6, H7</i>	
	Понад 260 до 500			

7.4. Шорсткість, допуски форми та розташування посадкових і опорних торцевих поверхонь

Параметр шорсткості Ra посадкових поверхонь під підшипники на валах і в корпусах зі сталі, а також опорних торців заплечиків для підшипників призначається відповідно до ГОСТ 3325-85 (табл. 7.7).

Таблиця 7.7

Параметри шорсткості Ra посадкових поверхонь під підшипники (за ГОСТ 3325-85, фрагмент)

Посадкові поверхні	Клас точності підшипника	Номинальний діаметр підшипника	
		до 80 мм	понад 80 до 500 мм
Вали	0	1,25	2,50
	6 і 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
	2	0,16	0,32
Отвори корпусів	0	1,25	2,50
	6, 5 і 4	0,63	1,25
	2	0,32	0,63
Опорні торці заплечиків валів та корпусів	0	2,50	2,50
	6, 5 і 4	1,25	2,50
	2	0,63	0,63

Допуски форми та розташування посадкових і опорних торцевих поверхонь. Кільця підшипників кочення є деталями тонкостінними і в разі навіть невеликих натягів вони приймають форму посадкової поверхні. Тому, з метою обмеження відхилення геометричної форми доріжок кочення підшипників, на посадкові поверхні вала і корпусу встановлюють допуски форми - **допуски круглості** та **допуски профілю поздовжнього перерізу** (табл. 7.8). За ГОСТ 3325-85 можливо також задавати допуск на непостійність діаметра у поздовжньому та поперечному перерізі.

Таблиця 7.8

Допуски форми посадкових поверхонь (ГОСТ 3325-85, фрагмент)

Інтервали номінальних діаметрів d або D , мм	Допуски форми посадкових поверхонь, мкм, не більше											
	валів (осей)						отворів корпусів					
	допуск круглості			допуск профілю по- вздовжнього перерізу			допуск круглості			допуск профілю по- вздовжнього перерізу		
	Класи точності підшипників											
0; 6	5; 4	2	0; 6	5; 4	2	0; 6	5; 4	2	0; 6	5; 4	2	
Понад 10 до 18	3,0	1,3	0,6	3,0	1,3	0,6	4,5	2,0	1,0	4,5	2,0	1,0
« 18 до 30	3,5	1,5	0,8	3,5	1,5	0,8	5,0	2,0	1,0	5,0	2,0	1,0
« 30 до 50	4,0	2,0	1,0	4,0	2,0	1,0	6,0	2,5	1,4	6,0	2,5	1,4
« 50 до 80	5,0	2,0	1,0	5,0	2,0	1,0	7,5	3,0	1,6	7,5	3,0	1,6
« 80 до 120	6,0	2,5	1,2	6,0	2,5	1,2	9,0	3,5	2,0	9,0	3,5	2,0
« 120 до 180	6,0	3,0	1,5	6,0	3,0	1,5	10,0	4,0	2,2	10,0	4,0	2,2
« 180 до 250	7,0	3,5	1,7	7,0	3,5	1,7	11,5	5,0	2,5	11,5	5,0	2,5

На роботу підшипникового вузла суттєво впливає відносний перекис кілець підшипника. Із збільшенням перекосу збільшується опір обертанню валів, концентрація контактних напружень, що викликає витрати енергії, зниження

ККД та терміну служби підшипників [4]. З метою зниження перекосу кілець підшипника встановлюють наступні допуски:

- **допуск співвісності** посадкових поверхонь підшипників кочення відносно їх спільної осі (табл. 7.9);
- **допуск торцевого биття** опорних торцевих поверхонь валів та отворів корпусів відносно спільної осі посадкових поверхонь під підшипники кочення (табл. 7.10).

Таблиця 7.9

Допуски співвісності посадкових поверхонь і допустимі кути взаємного перекосу кілець підшипників (ГОСТ 3325-85, фрагмент)

Тип підшипника	Допуски співвісності, мкм посадкових поверхонь довжиною 10 мм в діаметральному вираженні		Допустимі кути взаємного перекосу кілець підшипника
	вала	корпусу	
Радіальний однорядний кульковий (за радіального навантаження) з радіальним зазором: нормальним за 7-м рядом за 8-м рядом	4	8	8'
	5	12	12'
	8	16	16'
Радіально-упорний кульковий однорядний з кутом контакту: 12° 25° 36°	3	6	6'
	2,4	4,8	5'
	2	4	4'
Упорно-радіальний кульковий з кутом контакту 45-60°	2	4	4'
Упорний кульковий з кутом контакту 90°	1	2	2'
Радіальний з циліндричними роликами: без модифікованого контакту з модифікованим контактом	1	2	2'
	3	6	4'
Роликовий радіальний сферичний однорядний	6	12	3°
Роликовий радіальний сферичний дворядний	6	12	2°
Конічний з роликами з модифікованим контактом на зовнішньому кільці	4	8	8'

Примітка. 1. Значення допусків співвісності наведено для довжини посадкового місця (підшипника) 10 мм. Якщо довжина підшипника інша, наприклад B , то табличні значення треба помножити на коефіцієнт $B/10$.

Таблиця 7.10

Допуски торцевого биття опорних торцевих поверхонь (ГОСТ 3325-85, фрагмент)

Номінальний діаметр <i>d</i> або <i>D</i> , мм	Допуски торцевого биття, мкм, не більше									
	валів					отворів корпусів				
	Класи точності підшипників									
	0	6	5	4	2	0	6	5	4	2
Понад 10 до 18	18	11	5	3	2	27	18	8	5	3
« 18 до 30	21	13	6	4	2,5	33	21	9	6	4
« 30 до 50	25	16	7	4	2,5	39	25	11	7	4
« 50 до 80	30	19	8	5	3	46	30	13	8	5
« 80 до 120	35	22	10	6	4	54	35	15	10	6
«120 до 180	40	25	12	8	5	63	40	18	12	8
«180 до 250	46	29	14	10	7	72	46	20	14	10

Між підшипниками кочення та базовими торцевими поверхнями заплечиків валів та отворів корпусів можуть бути розташовані деталі: дистанційні втулки або кільця, зубчасті колеса. Прийнято [3] називати втулками деталі, у яких відношення довжини l до посадкового діаметра d або D - $l / d(D) \geq 0,8$, а кільцями деталі, у яких $l / d(D) < 0,8$. Торцеві поверхні втулок та кільця беруть участь у базуванні спряжених з ними деталей.

Розрізняють найбільш характерні схеми установки деталей у підшипникових вузлах [2]:

- **для внутрішнього кільця:**

1. Внутрішнє кільце спряжене з торцевою поверхнею заплечика вала (рис. 7.6 а). На точність розташування внутрішнього кільця підшипника Δ_Σ впливає тільки відхилення розташування заплечика вала Δ_l . Допуск торцевого биття TCA заплечика вала призначається за рекомендаціями табл. 7.10.

2. Між внутрішнім кільцем і базовою торцевою поверхнею заплечика вала встановлена втулка (рис. 7.6 б). На точність розташування внутрішнього кільця β_Σ підшипника впливають торцеве биття заплечика вала β_l та відхилення від паралельності торців втулки β_2 . В цьому випадку допуск торцевого биття вала за табл. 7.10 ділиться на дві частини. Після округлення до стандартних значень за ГОСТ 24643-81 одна половина призначається, як допуск торцевого биття заплечика вала TCA , а друга, як допуск паралельності торців втулки TPA .

3. Між внутрішнім кільцем і торцевою поверхнею заплечика вала встановлено втулку та зубчасте колесо (рис. 7.6 в). Якщо відношення ширини маточини зубчастого колеса до посадкового діаметра $l / d \geq 0,8$, посадка зубчастого колеса на вал з натягом, то на точність розташування внутрішнього кільця підшипника γ_Σ впливають: відхилення від паралельності торців втулки γ_2 та торцеве биття торцевої поверхні колеса γ_l відносно осі посадкового отвору. В цьому випадку допуск торцевого биття вала за табл. 7.10 ділиться на дві частини. Після округлення до стандартних значень за ГОСТ 24643-81 одна половина призначається, як допуск торцевого биття торцевої поверхні зубчастого колеса TCA , а друга, як допуск паралельності торців втулки TPA .

Якщо $l / d < 0,8$ або посадка зубчастого колеса на вал перехідна (рис. 7.6 г), то на точність розташування внутрішнього кільця підшипника γ_Σ впливають: відхилення від паралельності торців втулки γ_3 та колеса γ_4 , а також торцеве биття заплечика вала γ_5 . Допуск торцевого биття вала за табл. 7.10 ділиться на три частини. Після округлення до стандартних значень за ГОСТ 24643-81 одна частина призначається, як допуск торцевого биття заплечика вала TCA , друга частина, як допуск паралельності торців втулки TPA_1 , третя частина, як допуск паралельності торців зубчастого колеса TPA_2 .

- **для зовнішнього кільця:**

1. Зовнішнє кільце стикається з торцевою поверхнею заплечика отвору корпусу (рис. 7.7 а). На точність розташування зовнішнього кільця підшипника Δ_Σ впливає тільки торцеве биття заплечика корпусу Δ_l . Допуск торцевого биття заплечика отвору корпусу TCA призначається за рекомендаціями табл. 7.10.

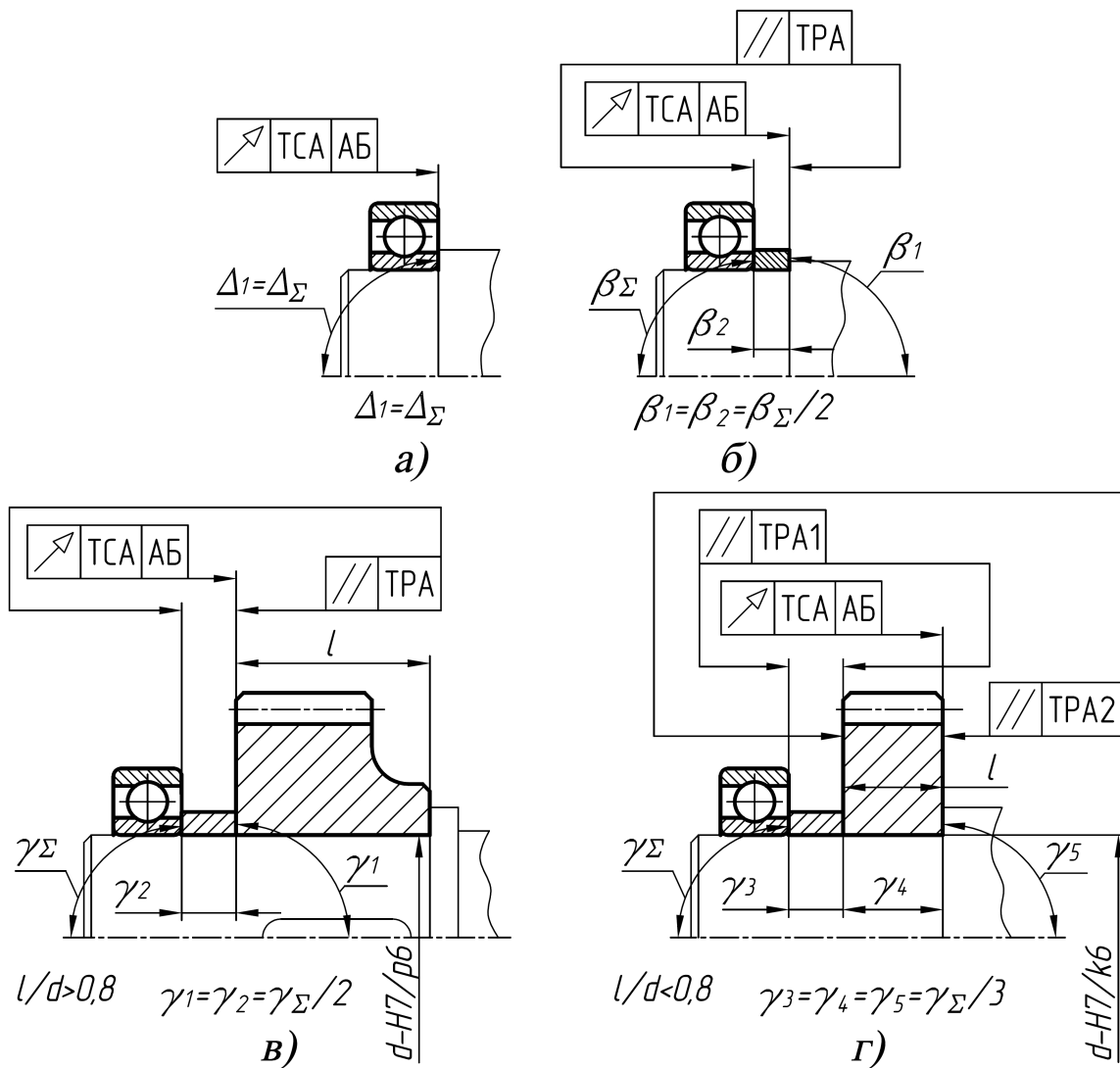


Рис. 7.6 - Схеми установки внутрішнього кільця підшипника кочення;
база АБ – спільна вісь посадкових поверхонь вала під підшипники кочення

2. Зовнішнє кільце стикається з торцевою поверхнею кришки, яка кріпиться до корпусу (рис. 7.7 б). На точність розташування зовнішнього кільця підшипника α_Σ впливають відхилення від паралельності торців кришки α_2 та відхилення від перпендикулярності α_1 поверхні корпусу, спряженої з кришкою, відносно осі отвору корпусу. В цьому випадку допуск торцевого биття отвору корпусу за табл. 7.10 ділиться на дві частини. Після округлення до стандартних значень за ГОСТ 24643-81 одна половина призначається, як допуск паралельності торців кришки *TPA*, а друга, як допуск перпендикулярності поверхні корпусу *TPR*.

3. Зовнішнє кільце спряжене з отвором стакана, який встановлений в корпус, і стикається з торцевою поверхнею кришки, яка кріпиться через фланець стакана до корпусу (рис. 7.7 в). На точність розташування зовнішнього кільця підшипника η_Σ впливають відхилення від паралельності торців кришки η_2 , торців фланця стакана η_3 та відхилення від перпендикулярності η_1 поверхні корпусу, спряженої з фланцем стакана. Допуск торцевого биття отвору за табл. 7.10 ділиться на рівні три частини. Після округлення до стандартних значень за ГОСТ 24643-81 одна частина призначається, як допуск паралельності торців

кришки TPA_1 , друга, як допуск паралельності торців фланця стакана TPA_2 , третя, як допуск перпендикулярності поверхні корпусу TPR відносно осі отвору корпусу.

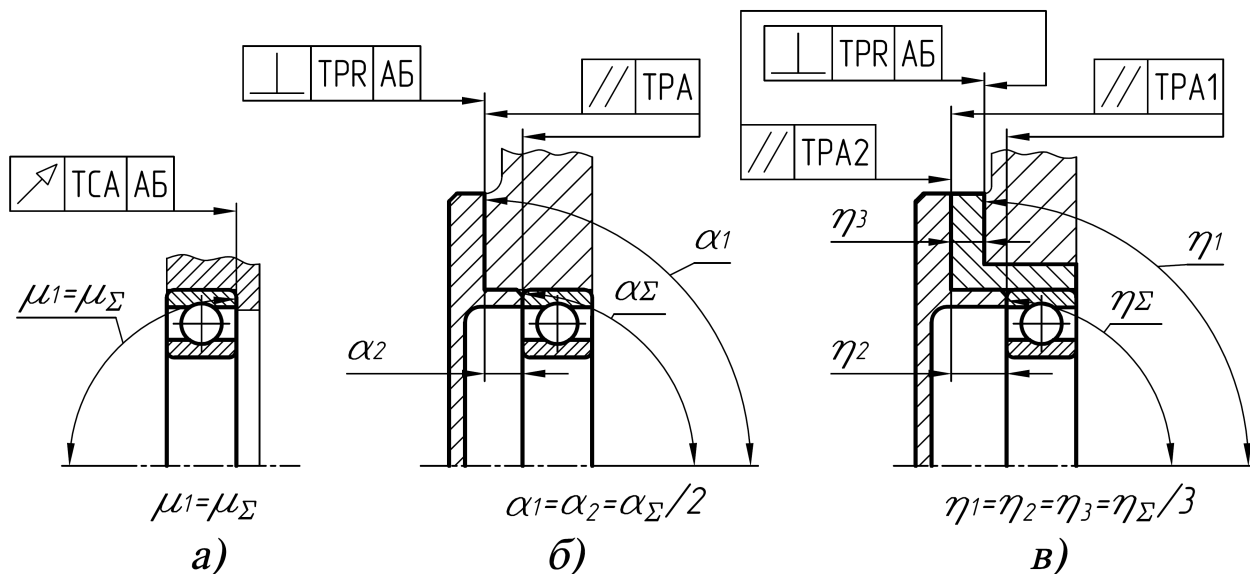


Рис. 7.7 - Схеми установки зовнішнього кільця підшипника кочення

Приклад 7.1. Призначити посадки кілець підшипника 6-214 на вал і в корпус та побудувати схеми полів допусків. Зовнішнє кільце підшипника встановлене в корпусі нерухомо. Внутрішнє кільце обертається разом з валом. Вал – порожнистий, діаметр отвору $d_e=55$ мм. Радіальна сила - постійна за величиною та напрямком, реакція опори $F_r=12500$ Н. Навантаження з ударами, перевантаження до 300%. Осьове навантаження на опору відсутнє. Виконати ескізи з'єднання, вала та корпусу з позначенням параметрів точності.

Розрахунок:

1. Визначаються параметри підшипника 6-214.

- 214 – підшипник кульковий радіальний однорядний, легка серія (табл. Ж.7),
- діаметр зовнішнього кільця $D=125$ мм,
- діаметр внутрішнього кільця $d=70$ мм,
- ширина кільця підшипника $B=24$ мм;
- розміри фасок $r=2,5$ мм;
- клас точності підшипника – 6
- категорія підшипника - C

2. Визначаються види навантаження кілець підшипника.

За умовою зовнішнє кільце встановлено нерухомо, а внутрішнє обертається разом з валом, що відповідає схемі навантаження на рис. 7.3, б. За даною схемою навантаження внутрішнє кільце сприймає циркуляційний вид навантаження, а зовнішнє – місцевий.

3. Визначається інтенсивність радіального навантаження циркуляційно навантаженого внутрішнього кільця.

Робоча ширина кільця підшипника $b = B - 2r = 24 - 2 \cdot 2,5 = 19$ мм = 0,019 м.

Коефіцієнти: $k_1 = 1,8$; $k_2 = 1,7$, бо $d_b/d = 55/70 = 0,79$; $D/d = 125/70 = 1,8$; (табл. 7.5); $k_3 = 1$ ($Fa = 0$).

$$p_R = \frac{F_r}{b} k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = \frac{12500}{0,019} \cdot 1,8 \cdot 1,7 \cdot 1 = 2013158 \text{ Н} \approx 2013 \text{ кН / м}.$$

4. Вибір посадок.

– За табл. 7.4 рекомендуються поля допусків $n6$ і $n5$. Для підшипника класу точності 6, враховуючи рекомендації табл. 7.1, вибирається поле допуску вала $n6$. Отже, посадка внутрішнього кільця підшипника на вал $\varnothing 70 \frac{L6}{n6}$.

– Для отвору корпусу вибирається поле допуску $H7$ (табл. 7.6, табл. 7.1). Посадка зовнішнього кільця в корпус $\varnothing 125 \frac{H7}{l6}$.

5. Визначення характеристик посадки внутрішнього кільця підшипника з валом $\varnothing 70 \frac{L6}{n6}$.

а) Граничні відхилення вала $\varnothing 70n6$: верхнє відхилення $es = +39$ мкм; нижнє відхилення $ei = +20$ мкм; допуск $IT_d = 19$ мкм. (табл. А.2, А.4);

Граничні відхилення внутрішнього кільця підшипника $\varnothing 70L6$: $ES = 0$ мкм; $EI = -12$ мкм (табл. Ж.1); $IT_D = 12$ мкм.

б) Характеристики посадки:

- характер посадки – з натягом;
- найбільший натяг $N_{max} = es - EI = 39 - (-12) = 51$ мкм;
- найменший натяг $N_{min} = ei - ES = 20 - 0 = 20$ мкм;
- допуск посадки $IT_d + IT_D = 19 + 12 = 31$ мкм.

6. Схеме полів допусків посадки $\varnothing 70 \frac{L6}{n6}$ приведено на рис. 7.8, а.

7. Визначення характеристик посадки зовнішнього кільця підшипника в отворі корпусу $\varnothing 125 \frac{H7}{l6}$.

а) Граничні відхилення отвору корпусу $\varnothing 125H7$: $EI = 0$ мкм; $ES = +40$ мкм; $IT_D = 40$ мкм. (табл. А.2, А.3);

Граничні відхилення зовнішнього кільця підшипника $\varnothing 125l6$: $es = 0$ мкм; $ei = -15$ мкм. (табл. Ж.2); $IT_d = 15$ мкм.

б) Характеристики посадки:

- характер посадки – із зазором;
- найбільший зазор $S_{max} = ES - ei = 40 - (-15) = 55$ мкм;
- найменший зазор $S_{min} = EI - es = 0$ мкм;
- допуск посадки $IT_d + IT_D = 15 + 40 = 55$ мкм.

8. Схему полів допусків посадки $\varnothing 125 \frac{H7}{l6}$ приведено на рис. 7.8, б.

9. Вибір допусків форми, розташування та шорсткості поверхонь:

а) вал $\varnothing 70n6$:

- допуск круглості вала $TFK = 5$ мкм = 0,005 мм (табл. 7.8);
- допуск профілю поздовжнього перерізу $TFP = 5$ мкм = 0,005 мм (табл. 7.8);

– допуск співвісності становить 4 мкм на 10 мм довжини посадкової поверхні (табл. 7.9). Оскільки $B = 24$ мм, то $TPC \approx 4 \cdot 24 / 10 = 9,6$ мкм. Призначається $TPC = 10$ мкм = 0,01 мм в діаметральному вираженні (табл. Б.4);

– допуск торцевого биття опорної торцевої поверхні $TSA = 19$ мкм = 0,019 мм (табл. 7.10);

– шорсткість циліндричної поверхні – $Ra\ 0,63$ мкм (табл. 7.7);

– шорсткість опорного торця – $Ra\ 1,25$ мкм (табл. 7.7).

б) отвір корпусу $\varnothing 125H7$:

– допуск круглості отвору $TFK = 10$ мкм = 0,01 мм (табл. 7.8);

– допуск профілю поздовжнього перерізу $TFP = 10$ мкм = 0,01 мм (табл. 7.8);

– допуск співвісності становить 8 мкм на 10 мм довжини посадкової поверхні (табл. 7.9). Оскільки $B = 24$ мм, то $TPC \approx 8 \cdot 24 / 10 = 19,2$ мкм. Призначається $TPC = 20$ мкм = 0,02 мм в діаметральному вираженні (табл. Б.4);

– допуск торцевого биття опорної торцевої поверхні $TSA = 40$ мкм = 0,04 мм (табл. 7.10);

– шорсткість циліндричної поверхні – $Ra\ 1,25$ мкм (табл. 7.7);

– шорсткість опорного торця – $Ra\ 2,5$ мкм (табл. 7.7).

8. Ескізи з'єднання вузла підшипника, корпусу та вала наведено на рис. 7.9. На ескізах база B (вісь іншого підшипника) не вказана.

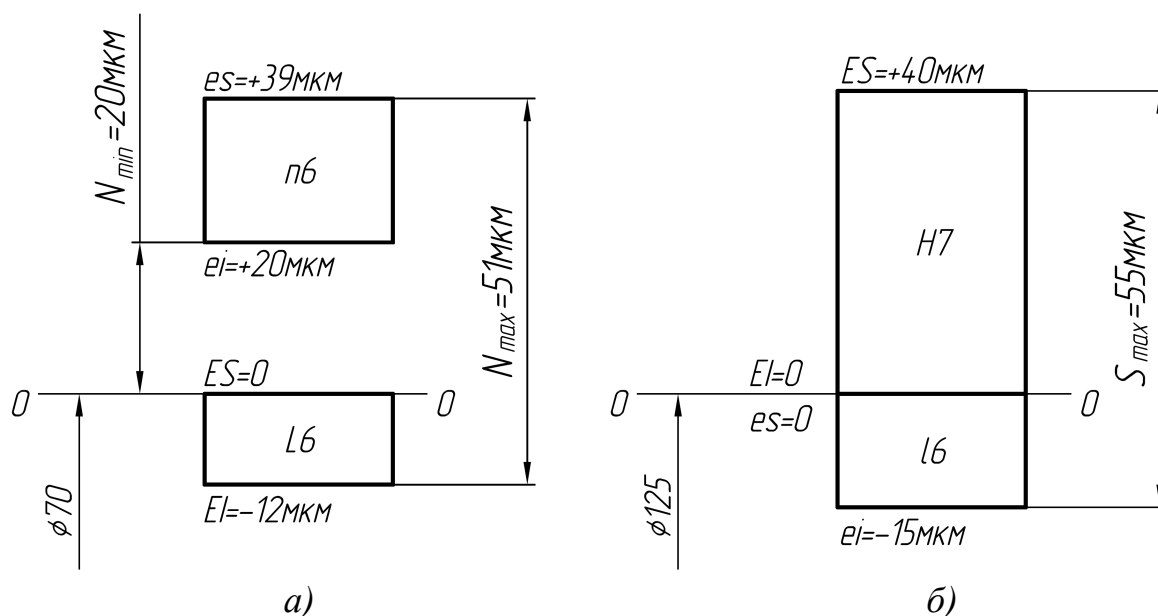


Рис. 7.8 - Схема посадок: а) внутрішнє кільце – вал; б) зовнішнє кільце – корпус

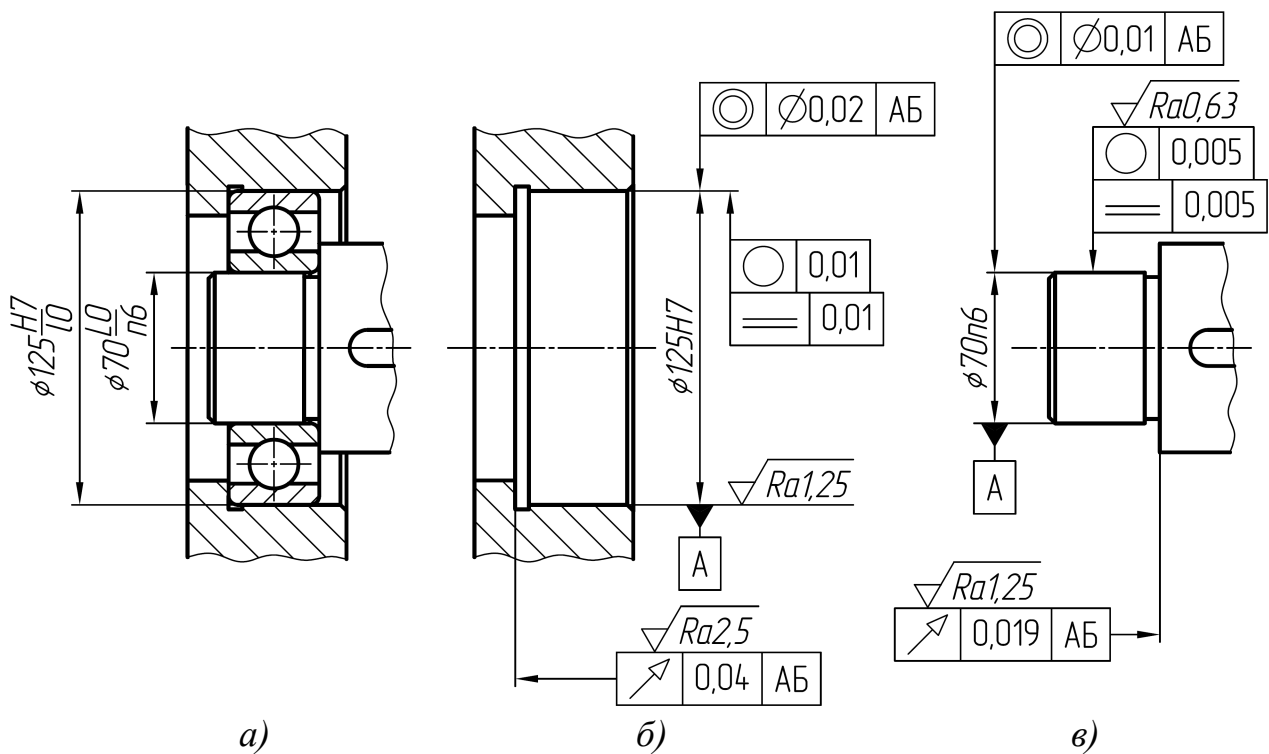


Рис.7.9 - Ескізи: а) з'єднання; б) корпус; в) вал

7.5. Контрольні запитання

1. Які класи точності та категорії підшипників кочення передбачені ДСТУ ГОСТ 520-2003. Що впливає на вибір класу точності підшипника?
2. У чому полягають особливості полів допусків підшипників?
3. В яких системах виконуються посадки зовнішнього та внутрішнього кілець і чому?
4. Які фактори впливають на вибір посадок підшипників на вал та в корпус?
5. Як позначаються посадки підшипників кочення на кресленнях?
6. Які основні вимоги до точності посадкових місць підшипників кочення в корпусі та на валу?

7.6. Контрольні завдання

Завдання 7.1. Призначити посадки кілець підшипника на вал і отвір корпусу (рис. 7.10, табл. 7.11) та побудувати схеми полів допусків.

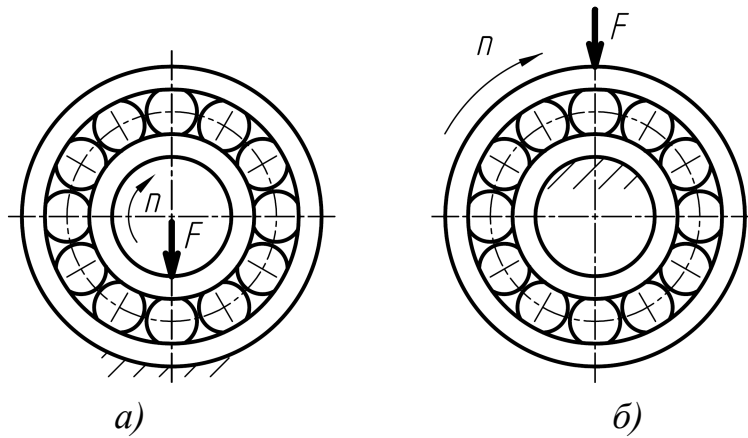


Рис. 7.10 - Схеми навантаження підшипника

Таблиця 7.11

Варіанти контрольних завдань 7.1.

№	Підшипник	Схема навантаження (рис.7.10)	Радіальна сила, F , Н	Перевантаження до, %	d_w , мм	D_k , мм
1	A5-36308	а	14000	300	-	-
2	7210	б	8600	150	-	120
3	6-7509	а	9200	300	-	-
4	B5-210	а	18400	150	40	-
5	314	а	4500	300	-	-
6	36208	а	2400	300	-	-
7	6-206	а	5600	300	-	-
8	A5-7514	б	12200	300	-	-
9	408	а	6500	300	-	-
10	7205	а	7200	150	20	-
11	6-212	а	25000	150	-	-
12	B5-7209	а	2600	300	-	-
13	6-304	б	7600	150	-	65
14	7315	а	4800	300	-	-
15	5-46208	а	9800	150	30	-
16	222	а	42000	300	-	-
17	413	б	9500	300	-	-
18	6-311	а	8700	300	-	-
19	36214	а	16500	150	50	-
20	46209	а	11500	300	-	-
21	309	б	10500	150	-	125
22	36209	а	12400	300	35	-
23	B5-46305	а	7100	300	18	-
24	6-312	б	12200	300	-	-
25	5-7516	а	9500	300	-	-
26	6-36216	а	15000	300	-	-
27	A5-218	б	12000	150	-	185
28	46206	а	11600	300	-	-
29	6-7515	б	13500	300	-	-
30	305	а	11000	150	20	-
31	7507	б	8500	150	-	85
32	6-412	а	9600	300	-	-
33	46205	а	10200	150	20	-
34	7512	а	20600	300	-	-
35	B5-407	а	14500	150	25	-
36	7317	б	23000	300	-	-
37	6-46114	б	7200	300	-	-
38	6-213	а	6800	300	-	-
39	46112	а	6900	300	-	-
40	7305	б	9800	300	-	-
41	B5-220	а	5400	150	75	-
42	7217	а	4200	300	-	-
43	318	б	11000	300	-	220
44	7308	а	8400	150	32	-
45	6-406	а	17000	300	-	-
46	6-7206	а	12200	150	22	-
47	A5-313	б	10300	300	-	-
48	6-7510	а	8700	150	38	-
49	306	б	5500	300	-	-
50	46109	а	11500	300	-	-

РОЗДІЛ 8. ШПОНКОВІ ТА ШЛІЦЬОВІ З'ЄДНАННЯ

8.1. Шпонкові з'єднання

Шпонкові з'єднання призначені для передачі крутних моментів від вала до зубчастих коліс, шківів, маховиків, муфт та інших деталей чи в зворотному напрямку. Шпонку 2 (рис. 8.1) вставляють в спеціальну канавку – паз, зроблений на валу 1 таким чином, щоб паз втулки 3 потрапив на виступаючу частину шпонки. Форма і розміри пазів в обох деталях повинні відповідати формі і розмірам поперечного перерізу шпонки.

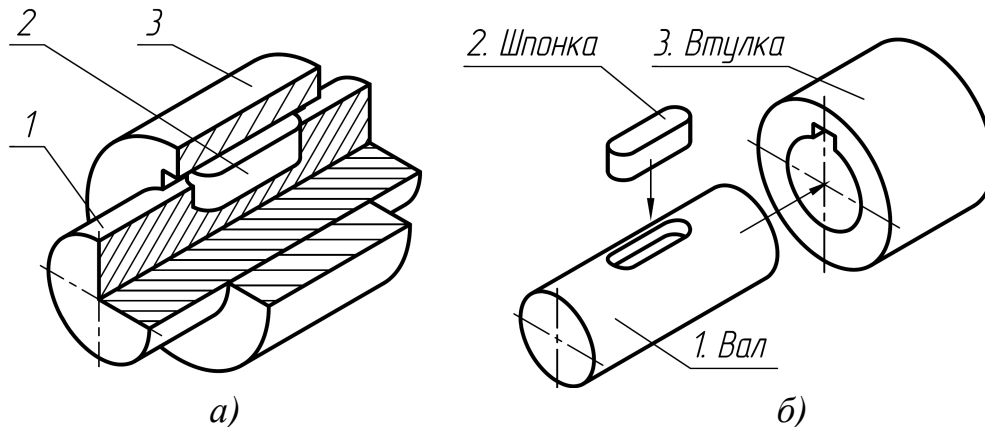


Рис. 8.1 – Шпонкове з'єднання: а – загальний вигляд; б – деталі

У машинобудуванні використовують з'єднання з призматичними, сегментними, клиновими та тангенціальними шпонками. Найчастіше застосовуються з'єднання з **призматичними шпонками**. Вони бувають: нормальної висоти (ГОСТ 23360-78), високі (ГОСТ 10748-79) та направляючі шпонки з кріпленням на валу (ГОСТ 8790-79). Призматичні шпонки виконують у вигляді паралелепіпеда, причому кінці шпонки можуть бути плоскими або закругленими. Шпонки заглиблюють в паз вала на глибину близько 0,6 її висоти. Бічні грані шпонок є робочими і саме вони передають крутний момент. Між шпонкою та дном пазу втулки є зазор. Розміри перерізу шпонки залежать від діаметра вала, а довжина – від крутного моменту. Осьове зусилля вони не передають.

Розміри, допуски, посадки і граничні відхилення з'єднань з призматичними шпонками встановлено ГОСТ 23360-78. Схема шпонкового з'єднання наведена на рис. 8.2, а розміри елементів у табл. И.1.

Поля допусків та посадки з'єднань з призматичними шпонками. Стандартом встановлені поля допусків по ширині шпонки і шпонкових пазів на валу та у втулці для вільного, нормального і щільного шпонкових з'єднань (табл. 8.1).

Вільне з'єднання застосовують у разі дії нереверсивних рівномірних навантажень, за ускладнених умов складання, а також для одержання рухомих з'єднань для легких умов роботи.

Нормальне з'єднання застосовують для нерухомих з'єднань, що не потребують частого розбирання, не сприймають ударних реверсивних навантажень, за сприятливих умов складання.

Щільне з'єднання застосовують для реверсивних навантажень, коли з'єднання рідко розбираються, складання здійснюється пресуванням.

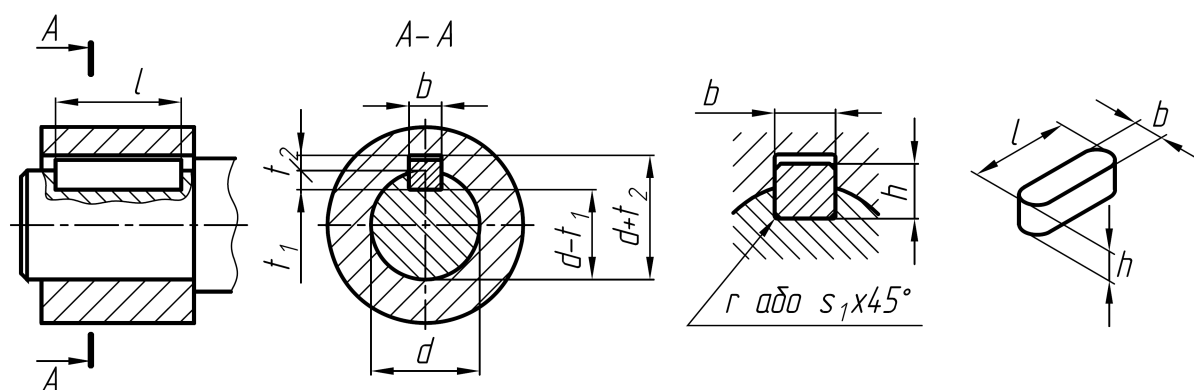


Рис. 8.2 – Шпонкове з'єднання з призматичною шпонкою

Таблиця 8.1

Рекомендовані поля допусків шпонок та шпонкових пазів (ГОСТ 23360-78)

Елемент з'єднання	Поля допусків розміру b		
	Вид з'єднання		
	Вільне	Нормальне	Щільне
Ширина шпонки	$h9$	$h9$	$h9$
Ширина паза на валу	$H9$	$N9$	$P9$
Ширина паза на втулці	$D10$	$JS9$	$P9$

Для ширини шпонки рекомендується лише одне поле допуску - $h9$, яке є полем допуску основного валу. Отже, посадки шпонкових з'єднань виконуються **в системі вала**. Висота шпонки регламентована полем допуску $h11$. Для довжини шпонки застосовують поле допуску $h14$. Довжина паза на валу має поле допуску $H15$.

Стандартом допускається будь-яка комбінація полів допусків пазів на валу та у втулці з числа рекомендованих. При цьому, як правило, посадка шпонки у паза вала повинна бути більш щільною, ніж у паза втулки.

Схеми посадок шпонкових з'єднань наведені на рис. 8.3.

Граничні відхилення на глибину пазів залежно від розмірів шпонки наведені в табл. 8.2

Таблиця 8.2

**Граничні відхилення для глибини пазів на валу та у втулці
(за ГОСТ 23360-78)**

Висота шпонки h , мм	Граничні відхилення на глибину паза на валу t_1 та у втулці $d + t_2$, мм	
	верхнє відхилення	нижнє відхилення
Від 2 до 6	+0,1	0
Від 6 до 18	+0,2	0
Від 18 до 50	+0,3	0

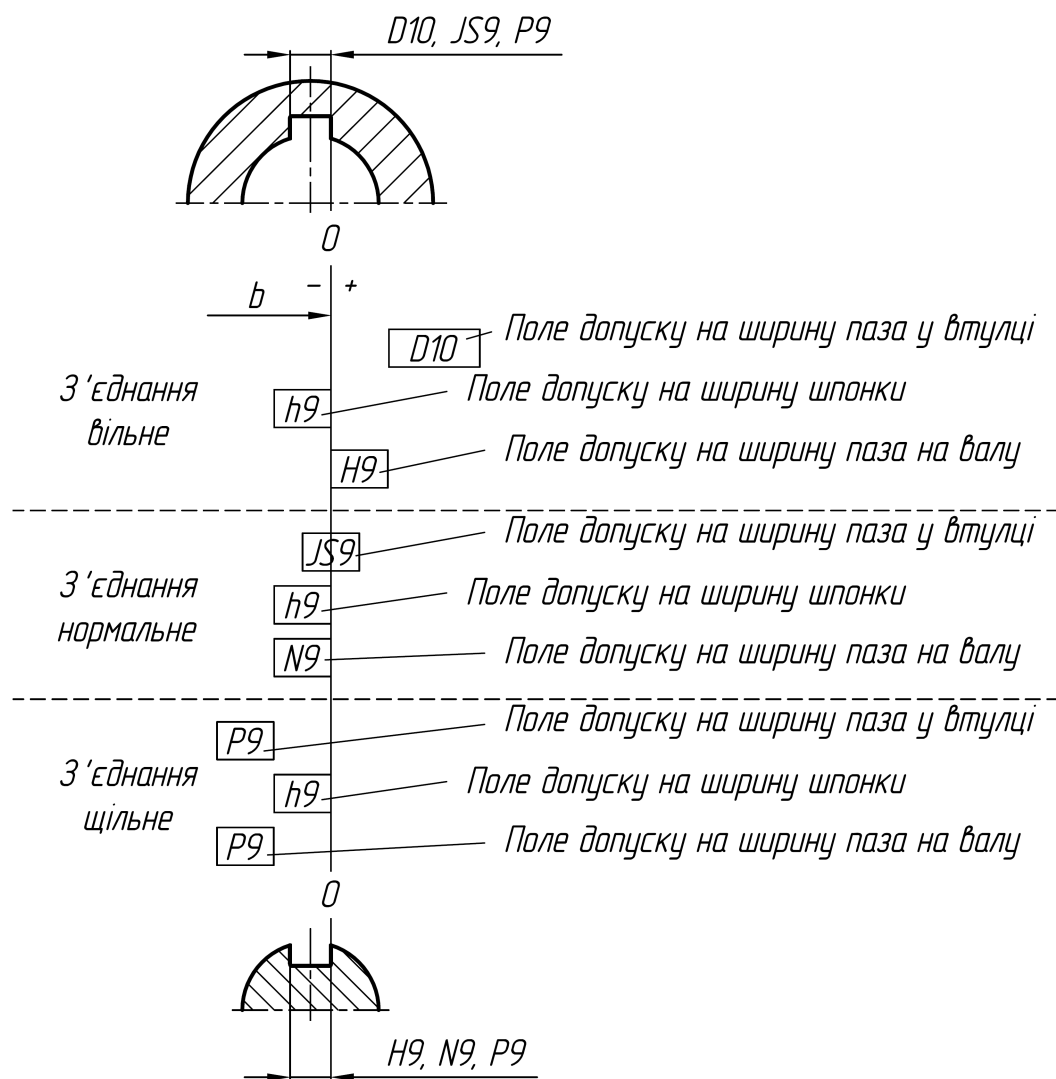


Рис. 8.3 – Посадки шпонкових з'єднань

На складальному кресленні вказують по один бік шпонки посадку шпонка-паз вала, а по інший – посадку шпонка-паз втулки. На кресленнях деталей (вала, втулки, шпонки) вказують граничні відхилення від відповідного розміру деталі. Для шпонкових пазів втулок проставляють розмір $d + t_2$. На валах переважно проставляють розмір t_1 , але допускається і розмір $d - t_1$.

Вибір **параметрів шорсткості** шпонкового паза виконується за ГОСТ 23360-78 (табл. 8.3).

Таблиця 8.3

Параметри шорсткості поверхонь елементів шпонкових з'єднань за ГОСТ 23360-78 (фрагмент)

Квалітет	Номінальні розміри, мм			
	До 18	Понад 18 до 50	Понад 50 до 120	Понад 120 до 500
	Ra, мкм, не більше			
IT9	3,2	3,2	6,3	6,3
IT10	3,2	6,3	6,3	6,3
IT11	6,3	6,3	12,5	12,5
IT14, IT15	12,5	25	50	50

Примітки: 1) Параметри шорсткості поверхонь з невказаними граничними відхиленнями – Ra20 мкм.
2) Параметр шорсткості дна шпонкового пазу – Ra 6,3 мкм.

Для зниження концентрації контактних тисків шпонковий паз повинен бути паралельним та симетричним відносно осі посадкового вала або отвору. Допуск паралельності приймають $TPA = 0,5 T_{ш}$, а допуск симетричності (для з'єднань з однією шпонкою) – $TPS = 2,0 T_{ш}$, де $T_{ш}$ – допуск на ширину шпонкового пазу. Отримані за цими залежностями значення допусків розташування округляють до найближчого стандартного значення за ГОСТ 24643-81 (табл. Б.3, Б.4). Умовне позначення допусків розташування наведено на рис. 8.4.

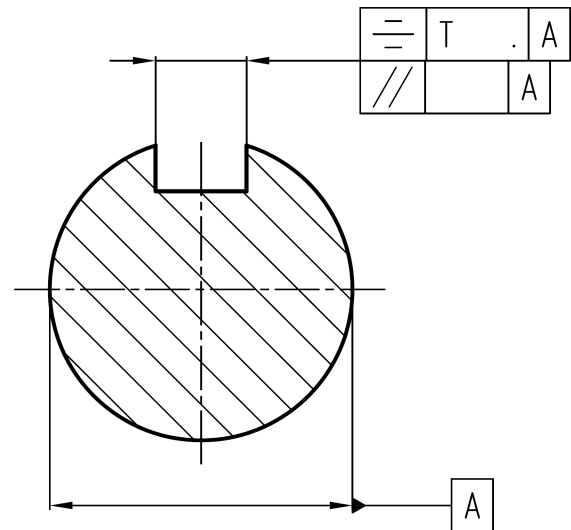


Рис. 8.4 – Умовне позначення допусків розташування елементів шпонкового пазу

Сегментні шпонки добре фіксуються в пазу вала завдяки більшій глибині паза порівняно з призматичними шпонками. Проте глибокий паз значно ослаблює вал, тому сегментні шпонки застосовують здебільшого для закріплення деталей на мало навантажених ділянках валів.

ДСТУ ГОСТ 24071:2005 встановлює наступні поля допусків елементів з'єднань з сегментними шпонками: для ширини шпонок – $h9$, для ширини паза на валу – $N9$, $P9$ (допускається $H9$), для ширини паза у втулці – $JS9$, $P9$ (допускається $D10$).

Решта вимог, щодо точності елементів з'єднань з сегментними шпонками, є такими ж, як і для з'єднань з призматичними шпонками.

Розміри та допуски елементів з'єднань з сегментними шпонками наведені на рис. 8.5 та в табл. И.2.

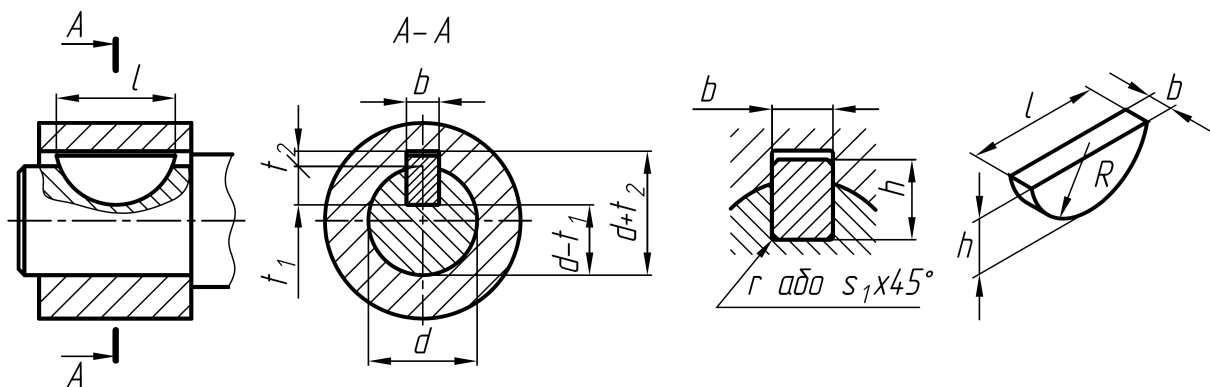


Рис. 8.5 – Шпонкове з'єднання з сегментною шпонкою

Для шпонкових з'єднань з **призматичними направляючими шпонками** з кріпленням на валу за ГОСТ 8790-79 передбачені наступні поля допусків: на ширину шпонки – $h9$, на ширину паза на валу – $H9$ (допускається $H11$), на ширину паза у втулці – $D10$.

Для шпонкових з'єднань з **клиновими шпонками** за ГОСТ 24068-80 встановлені такі поля допусків: на ширину шпонки – $h9$, а на ширину паза на валу і у втулці – $D10$.

Приклад 8.1

Для з'єднання $\varnothing 32H7/k6$ з призматичною шпонкою вибрати розміри шпонки та шпонкових пазів, призначити посадки шпонки з пазом вала та шпонки з пазом втулки, визначити граничні відхилення елементів шпонкового з'єднання, навести схеми посадок; виконати ескізи з'єднання, вала та втулки з позначенням параметрів точності. Вид шпонкового з'єднання – нормальний.

1. Вибір розмірів елементів шпонкового з'єднання (табл. И.1).

Для інтервалу діаметрів 30-38 мм:

а) розміри шпонки:

- ширина $b = 10$ мм,
- висота $h = 8$ мм,
- довжина $l = 22 \dots 110$ мм, приймаємо $l = 1,5 d = 1,5 \times 32 = 48$ мм. Вибираємо з стандартного ряду $l = 50$ мм.

б) номінальні розміри паза на валу:

- ширина паза $b = 10$ мм,
- глибина паза $t_1 = 5$ мм,
- довжина $l = 50$ мм,
- радіус заокруглення дна паза $r_{\max} = 0,4$ мм.

в) номінальні розміри паза у втулці:

- ширина $b = 10$ мм,
- глибина $t_2 = 3,3$ мм,
- радіус заокруглення дна паза $r_{\max} = 0,4$ мм.

2. Призначення посадок.

За рекомендаціями табл. 8.1 для нормального виду шпонкового з'єднання призначаються посадки:

$10N9/h9$ – посадка шпонки у паз вала;

$10JS9/h9$ – посадка шпонки у паз втулки.

На довжину шпонкового з'єднання призначається посадка $50H15/h14$.

3. Визначення граничних відхилень елементів шпонкового з'єднання (табл. А.2, А.3, А.4, 8.2, И.2).

а) шпонка:

- ширина $b = 10h9_{(-0,036)}$ (табл. А.2, А.4);
- висота $h = 8h11_{(-0,09)}$ (табл. А.2, А.4);
- довжина $l = 50h14_{(-0,62)}$ (табл. А.2, А.4);

б) паз на валу:

- ширина $b = 10N9_{(-0,036)}$ (табл. А.2, А.3);
- глибина паза $t_1 = 5^{+0,2}$ мм, (табл. 8.2);
- довжина $l = 50H15_{(+1,0)}$ (табл. А.2, А.3);

в) паз у втулці:

- ширина $b = 10JS9_{(\pm 0,018)}$ (табл. А.2, А.3);
- глибина паза $t_2 = 3,3^{+0,2}$ мм, (табл. 8.2), на кресленні проставляється розмір $d + t_2 = 32 + 3,3 = 35,3$ мм з допуском $+0,2$ мм, тобто $35,5^{+0,2}$ мм;

4. Визначення характеристик посадок:

а) з'єднання шпонка-паз на валу $10N9/h9$:

- характер посадки – перехідна;
- найбільший зазор $S_{\max} = ES - ei = 0 - (-36) = 36$ мкм;
- найбільший натяг $N_{\max} = es - EI = 0 - (-36) = 36$ мкм;
- допуск посадки $IT_d + IT_D = 36 + 36 = 72$ мкм.

б) з'єднання шпонка-паз на втулці 10JS9/h9:

- характер посадки – перехідна;
- найбільший зазор $S_{\max} = ES - ei = 18 - (-36) = 54$ мкм;
- найбільший натяг $N_{\max} = es - EI = 0 - (-18) = 18$ мкм;
- допуск посадки $IT_d + IT_D = 36 + 36 = 72$ мкм.

Схеми посадок по ширині шпонки наведено на рис. 8.6. На схемі номінальні розміри посадок вказані в міліметрах, а значення відхилень та допусків – у мікрометрах.

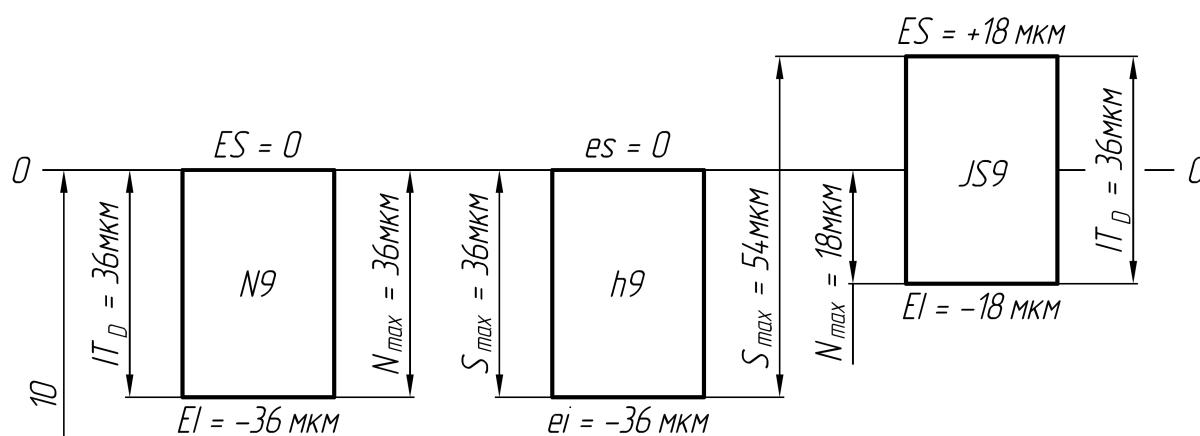


Рис. 8.6 – Схеми посадок: шпонка-паз на валу 10N9/h9;
шпонка-паз на втулці 10JS9/h9

5. Вибір допусків розташування поверхонь пазів:

- допуск паралельності пазів на валу та у втулці: $TPA = 0,5 T_{ш} = 0,5 \cdot 36 = 18$ мкм, приймається $TPA = 0,016$ мм (табл. Б.3);
- допуск симетричності пазів $TPS = 2,0 \cdot T_{ш} = 2,0 \cdot 36 = 72$ мкм, приймається $TPS = 0,06$ мм (табл. Б.4).

6. Вибір параметрів шорсткості поверхонь пазів:

- шорсткість бічних поверхонь пазів на валу та у втулці: Ra 3,2 мкм (табл. 8.3);
- шорсткість дна шпонкових пазів – Ra 6,3 мкм.

7. Ескізи шпонкового з'єднання, вала та втулки показано на рис. 8.7.

8.2. Шліцьові з'єднання

Шліцьові з'єднання призначені для передачі крутних моментів від зубчастих коліс, муфт, фланців, шківів та інших деталей до валів у виробках серійного, крупносерійного та масового виробництва. Шліцьові з'єднання порівняно зі шпонковими мають ряд переваг: можливість передачі значних крутних моментів; менші перекося і зміщення пазів і зубів; висока точність центрування вала та втулки. Залежно від форми зубів шліцьові з'єднання поділяють на з'єднання з прямобічним (ГОСТ 1139-80), евольвентним (ГОСТ 6033-80) та трикутним

профілем зубів (на такі з'єднання розроблені лише галузеві стандарти). Вказані типи шліцьових з'єднань мають певні переваги, недоліки та області застосування [13].

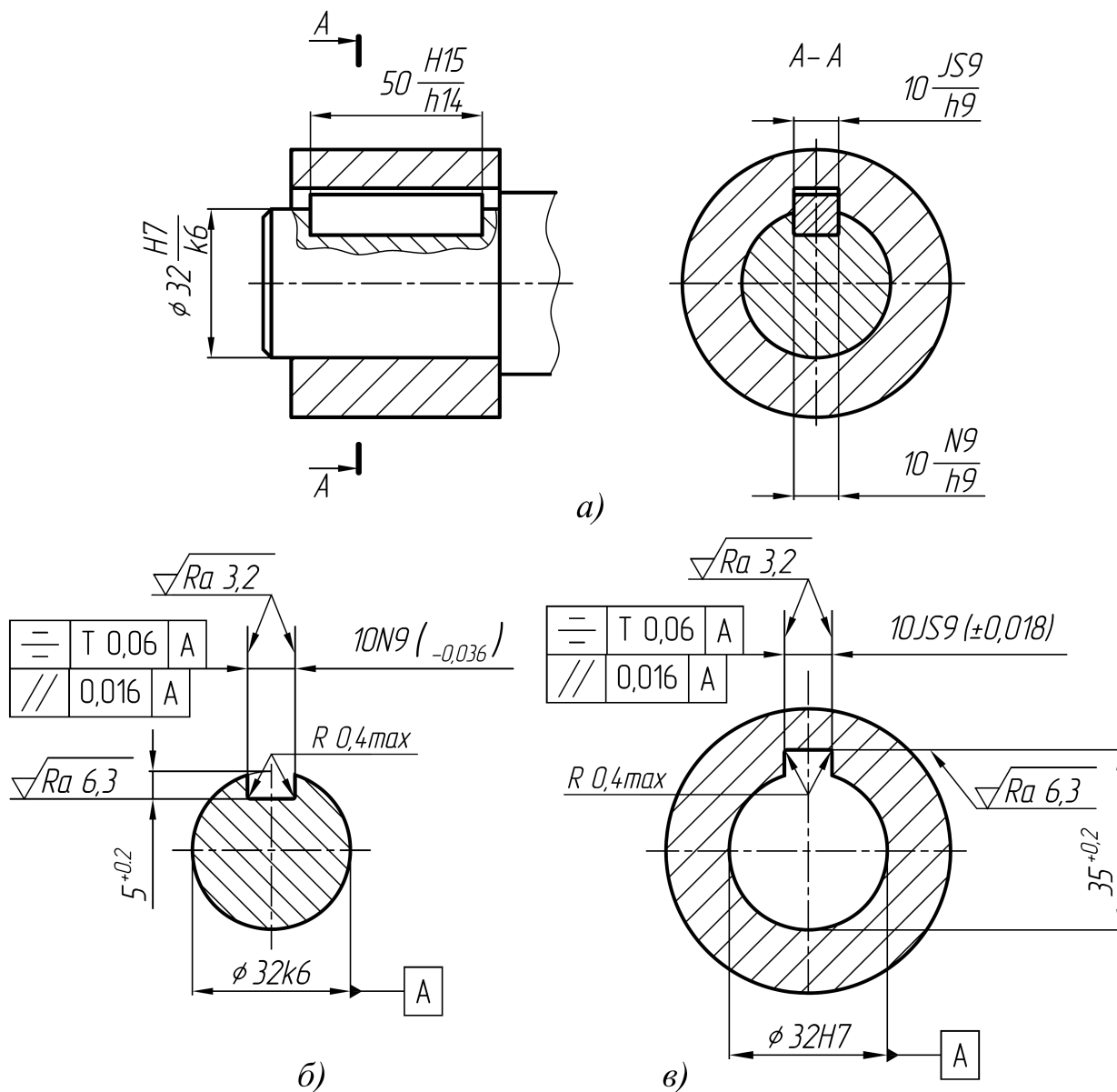


Рис. 8.7 – Ескізи шпонкового з'єднання а) у зборі; б) паза на валу; в) паза у втулці

Шліцьові прямобічні з'єднання. Шліцьові з'єднання з прямобічним профілем зубів застосовуються для рухомих і нерухомих з'єднань. Усі розміри шліцьових з'єднань, а також допуски на зовнішній діаметр D , внутрішній діаметр d , ширину шліця b регламентовані стандартом. Відповідно до ГОСТ 1139-80 передбачено три серії з'єднань (легка, середня і важка), які різняться за висотою і кількістю зубів. Вибір елементів з'єднань здійснюється за навантажувальною здатністю, яка визначається за критеріями зминання та зношення відповідно до ГОСТ 21425-75.

Похибки, що виникають в процесі виготовлення втулок та валів, не дозволяють під час складання отримати точні посадки одночасно по всіх поверх-

нях (зовнішній та внутрішній циліндричній поверхнях та бічних гранях зубів). Тому за одним з параметрів (центруючим) виконується точна посадка, а за іншими (нецентруючими) створюється гарантований зазор. У прямобічних шліцьових з'єднаннях застосовують три способи центрування отвору втулки на шліцьовому валу:

- за зовнішнім діаметром шліців D (рис. 8.8, а), при цьому за внутрішнім діаметром d буде радіальний зазор;
- за внутрішнім діаметром d (рис. 8.8, б), при цьому за діаметром D буде радіальний зазор;
- за бічними гранями зубців b , тоді зазори будуть за обома діаметрами d і D (рис. 8.8, в).

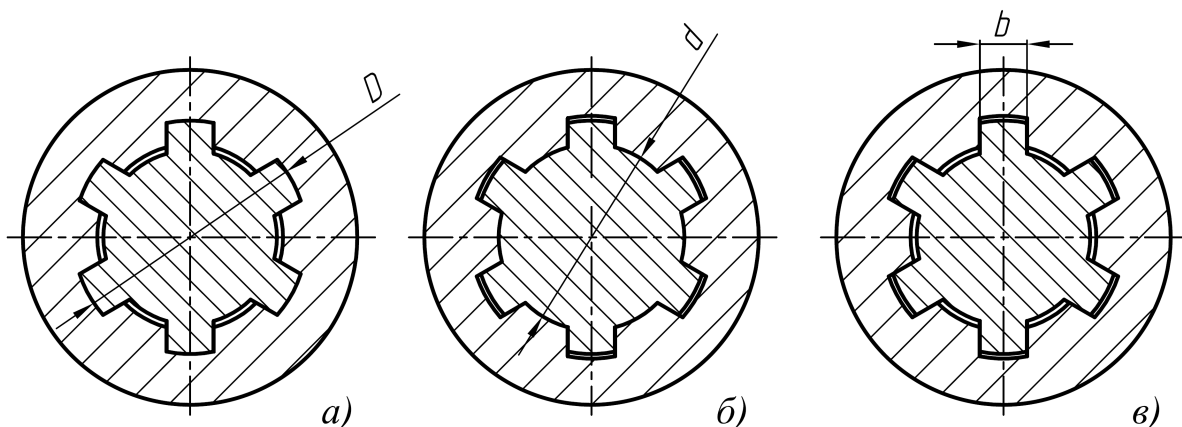


Рис. 8.8 - Способи центрування отвору втулки на шліцьовому валу

Центрування за D рекомендується у разі підвищених вимог до співвісності елементів з'єднання, коли твердість втулки є не дуже висока ($HB < 350$) і допускає обробку чистовою протяжкою, а вал обробляється фрезеруванням і шліфується за зовнішнім діаметром D . Такий спосіб центрування є найбільш економічним і застосовується в нерухомих і рухомих з'єднаннях.

Центрування за d застосовують, коли твердість втулки після термічної обробки є досить високою ($HB > 350$) і її неможливо обробити протяжкою (тоді втулку шліфують за діаметром d на внутрішньошліфувальному верстаті), а також для довгих валів, коли виникає небезпека їх скривлення після термообробки (вали остаточно обробляють за діаметром d на шліцешліфувальних верстатах). Спосіб забезпечує високу точність центрування, але є достатньо витратним, його застосовують переважно для рухомих (в осьовому напрямку) з'єднань.

Центрування за b застосовують у разі великих знакозмінних (реверсивних) і ударних навантажень за відсутності радіальних навантажень, коли точність центрування не має вирішального значення.

Центрування за діаметрами D і d забезпечує більш точну співвісність вала і втулки порівняно з центруванням за бічними гранями b . Центрування за бічними гранями забезпечує більш рівномірний розподіл навантаження між шліцями. Вибір діаметра центрування (зовнішнього або внутрішнього) здійснюють, виходячи з технологічних умов.

Основні розміри шліцевих прямобічних з'єднань наведені на рис. 8.9 та в табл. И.3. Виконання 1 дається для валів з'єднань легкої і середньої серії, які виготовляють методом обкатки. Вали з'єднань важкої серії методом обкатки не виготовляються. Шліцеві вали виконання 1 та 3 виготовляються за центрування по внутрішньому діаметру, виконання 2 – за центрування по зовнішньому діаметру і бічних сторонах зубів.

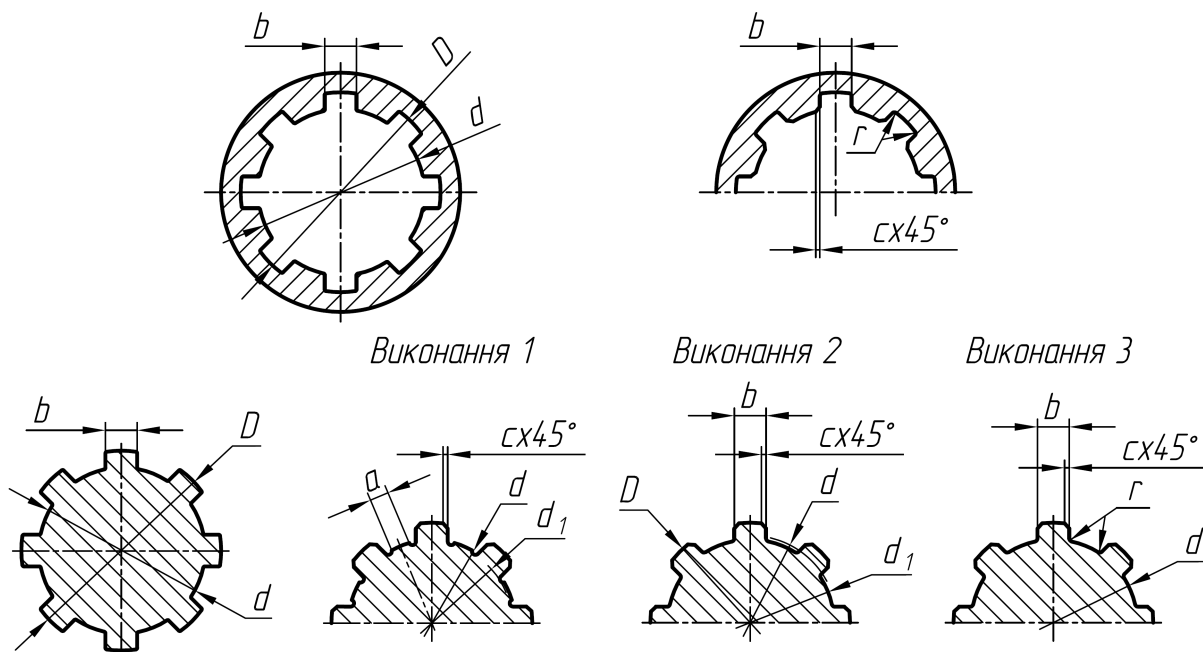


Рис. 8.9 – Розміри прямобічних шліцевих валів та втулок

Посадки шліцевих з'єднань з прямобічним профілем зуба встановлені для різних способів центрування. Переважні посадки шліцевих з'єднань наведені в табл. 8.4.

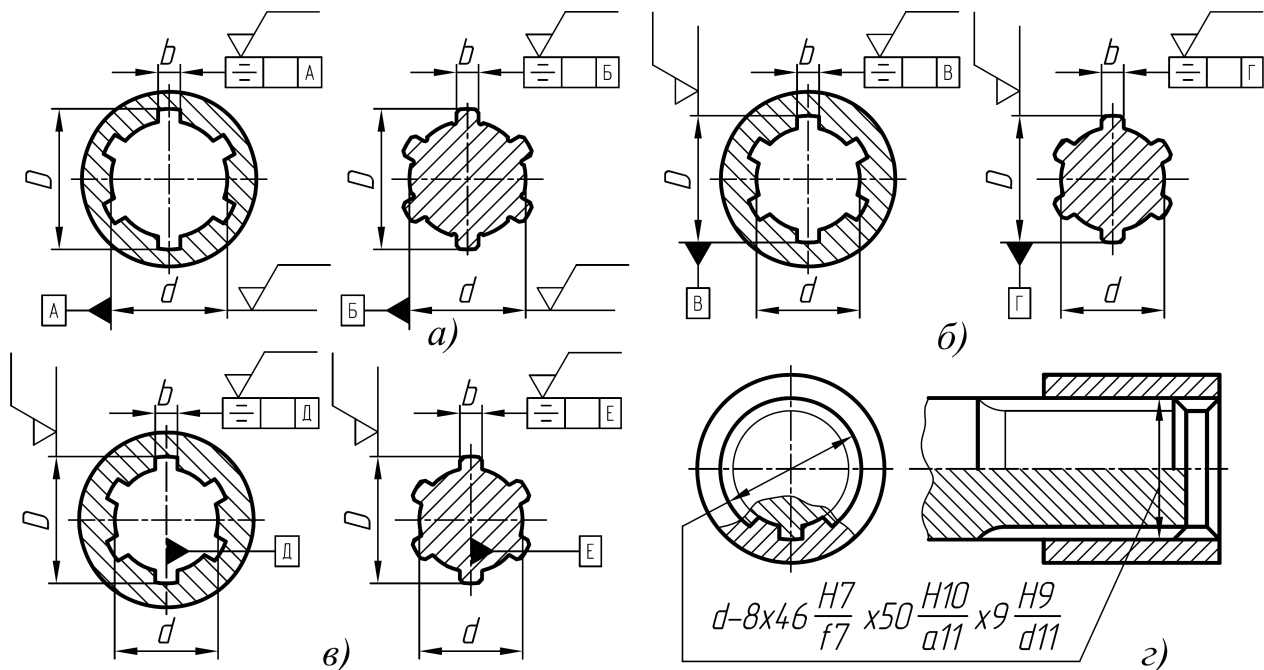
В таблиці 8.5 наведені **прикладні умовні позначення** шліцевого прямобічного з'єднання з числом зубів $z = 8$, внутрішнім діаметром $d = 42$ мм, зовнішнім діаметром $D = 46$ мм, шириною зуба $b = 8$ мм, з центруванням за зовнішнім діаметром D , за внутрішнім діаметром d , за шириною шліця b , а також втулки та вала цього ж з'єднання. Зображення шліцевих з'єднань, валів та втулок на кресленнях виконують відповідно до ГОСТ 2.409-74 (рис. 8.10). **Допуски симетричності** бічних сторін шліців відносно осі центруючого елемента приймають за 7-м квалітетом ($IT7$) для ширини шліця b . **Шорсткість поверхні** рекомендується призначати для центруючих поверхонь валів і отворів - $Ra\ 0,8 \dots 3,2$ мкм, для нецентруючих - $Ra\ 1,6 \dots 6,3$ мкм, шліцевих поверхонь валів і втулок - $Ra\ 1,6 \dots 3,2$ мкм.

Переважні посадки шліцевих прямобічних з'єднань (за ГОСТ 1139-80)

Спосіб центрування	Вид з'єднання	Посадка по поверхні		
		d	D	b
d	рухоме	$\frac{H7}{f7}, \frac{H7}{g6}, \frac{H7}{g7}, \frac{H7}{h7}$	$\frac{H10}{a11}$	$\frac{D9}{e9}, \frac{D9}{f9}, \frac{F8}{h7}, \frac{F10}{e9}, \frac{F10}{f9}, \frac{H9}{d10}, \frac{H9}{f9}, \frac{H9}{h7}, \frac{H9}{h10}, \frac{H11}{d10}, \frac{H11}{f9}, \frac{H11}{h7}, \frac{H11}{h10}$
	нерухоме	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H10}{a11}$	$\frac{D9}{js7}, \frac{D9}{k7}, \frac{F8}{js7}, \frac{F8}{k7}, \frac{F10}{js7}$
D	рухоме	$\frac{H11}{*}^{**}$	$\frac{H7}{f7}, \frac{H7}{g6}, \frac{H7}{h7}$	$\frac{D9}{d9}, \frac{F8}{f7}, \frac{F8}{f8}, \frac{F10}{f7}, \frac{F10}{f8}, \frac{F10}{h9}$
	нерухоме		$\frac{H7}{js6}$	$\frac{F8}{js7}$
b	рухоме	$\frac{H11}{*}^{**}$	$\frac{H10}{a11}$	$\frac{D9}{e8}, \frac{D9}{f8}, \frac{F10}{d9}, \frac{F10}{f8}$
	нерухоме		$\frac{H10}{a11}$	$\frac{F8}{js7}$

* - не менше діаметра d_1 за табл. И.3

** - рекомендовані посадки.

Рис. 8.10 – Ескізи шліцевих деталей та з'єднань: а) центрування по d ; б) центрування D ; в) центрування по b ; г) зображення з'єднання в зборі

**Приклади умовних позначень шліцевих прямобічних з'єднань,
втулок та валів**

З'єднання	Втулка	Вал
центрування по D		
$D - 8 \times 42 \times 46 \frac{H7}{g6} \times 8 \frac{F8}{f8}$	$D - 8 \times 42 \times 46 H7 \times 8 F8$	$D - 8 \times 42 \times 46 g6 \times 8 f8$
центрування по d		
$d - 8 \times 42 \frac{H7}{g7} \times 46 \frac{H12}{a11} \times 8 \frac{D9}{f9}$	$d - 8 \times 42 H7 \times 46 H12 \times 8 D9$	$d - 8 \times 42 g7 \times 46 a11 \times 8 f9$
центрування по b		
$b - 8 \times 42 \times 46 \frac{H12}{a11} \times 8 \frac{F10}{f8}$	$b - 8 \times 42 \times 46 H12 \times 8 F10$	$b - 8 \times 42 \times 46 a11 \times 8 f8$

Приклад 8.2

Для шліцевого прямобічного з'єднання з розмірами $6 \times 21 \times 25$ (ГОСТ 1139-80) призначити посадки, навести схеми полів допусків на всі поверхні; виконати ескізи з'єднання, вала та втулки з позначенням параметрів точності. Спосіб центрування – за зовнішнім діаметром D , вид з'єднання – рухоме.

1. Вибір посадки.

Ширина шліця вибирається за табл. И.3. Посадка з'єднання призначається залежно від способу центрування та виду з'єднання (табл. 8.4); виконання вала – 2:

$D - 6 \times 21 \times 25 \frac{H7}{g6} \times 5 \frac{F8}{f7}$; шліцева втулка: $D - 6 \times 21 \times 25 H7 \times 5 F8$; шліцевий вал:

$D - 6 \times 21 \times 25 g6 \times 5 f7$.

- число зубів $z = 6$;
- внутрішній діаметр $d = 21$ мм;
- зовнішній діаметр $D = 25$ мм;
- ширина шліця $b = 5$ мм;
- діаметр d_1 – не менше 19,5 мм;
- величина фаски $c = 0,3$ мм, відхилення на розмір c : $+ 0,2$ мм;
- радіус закруглення r – не більше 0,2 мм.

2. Визначення характеристик посадки за центруючим діаметром $D - \varnothing 25 H7/g6$:

а) граничні відхилення (табл. А.2, А.3, А.4):

- отвір (втулка) $\varnothing 25 H7$: нижнє відхилення $EI = 0$, верхнє відхилення $ES = + 21$ мкм; допуск $IT_D = 21$ мкм;
- вал $\varnothing 25 g6$: верхнє відхилення $es = - 7$ мкм, нижнє відхилення $ei = - 20$ мкм; допуск $IT_d = 13$ мкм;

б) характеристики посадки:

- характер посадки – із зазором;
- найбільший зазор $S_{\max} = ES - ei = + 21 - (- 20) = 41$ мкм;
- найменший зазор $S_{\min} = EI - es = 0 - (- 7) = 7$ мкм;
- допуск посадки $IT_d + IT_D = 13 + 21 = 34$ мкм.

3. Визначення характеристик посадки за нецентруючим діаметром $d - \varnothing 21$ (Посадка за діаметром d за умови центрування за D і b стандартом не передбачена. Встановлюються лише окремо поля допусків для втулки і вала):

а) граничні відхилення (табл. А.2, А.3, А.4):

– отвір (втулка) $\varnothing 21$: за табл. 8.4 рекомендується поле допуску $H11$. Тоді нижнє відхилення $EI = 0$, верхнє відхилення $ES = +130$ мкм;

– вал $\varnothing 21$: найменший граничний розмір вала: $d_{min} = d_l = 19,5$ мм (табл. И.3). Тоді нижнє відхилення $ei = d_{min} - d = 19,5 - 21 = -1,5$ мм = -1500 мкм. Допуск на нецентруючий розмір призначається зазвичай за 14 або 16 квалітетами. Приймаємо 14 квалітет. Визначається допуск $IT14$ для розміру $d = 21$ мм (табл. А.2): $IT_d = 520$ мкм. Тоді верхнє відхилення вала $es = ei + IT_d = -1500 + 520 = -980$ мкм. Виконавчий розмір вала $\varnothing 21_{-1,50}^{-0,98}$.

4. Визначення характеристик посадки за шириною шліця $b - 5F8/f7$:

а) граничні відхилення (табл. А.2, А.3, А.4):

– шліцьовий паз у втулці (отвір) $5F8$: нижнє відхилення $EI = +10$ мкм, верхнє відхилення $ES = +28$ мкм; допуск $IT_D = 18$ мкм;

– ширина шліця на валу $5f7$: верхнє відхилення $es = -10$ мкм, нижнє відхилення $ei = -22$ мкм; допуск $IT_d = 12$ мкм;

б) характеристики посадки:

– характер посадки – із зазором;

– найбільший зазор $S_{max} = ES - ei = +28 - (-22) = 50$ мкм;

– найменший зазор $S_{min} = EI - es = 10 - (-10) = 20$ мкм;

– допуск посадки $IT_d + IT_D = 12 + 18 = 30$ мкм.

5. Розмірні характеристики елементів з'єднання заносяться до табл. 8.6 та будуються схеми посадок за розмірами D , d та b (рис. 8.11).

Таблиця 8.6

Розмірні характеристики деталей, мм.

Розмір	Деталь	Номін. розмір	Поле допуску	Допуск	Граничні відхилення		Граничні розміри	
					$ES (es)$	$EI (ei)$	max	min
Центруючий розмір D	втулка	25	$H7$	0,021	+0,021	0	25,021	25
	вал		$g6$	0,013	-0,007	-0,020	24,993	24,980
Ширина шліця b	втулка	5	$F8$	0,018	+0,028	+0,010	5,028	5,010
	вал		$f7$	0,012	-0,010	-0,022	4,990	4,078
Нецентруючий розмір d	втулка	21	$H11$	0,13	+0,130	0	21,130	21
	вал		-	1,5	-0,980	-1,500	21,020	19,500

6. Вибір допусків розташування та шорсткості поверхонь:

– допуск симетричності пазів та шліців відносно осі втулки чи вала приймаються за 7-м квалітетом для ширини шліця b : $IT7 = 12$ мкм (табл. А.2). Отримане значення округляється до стандартного за табл. Б.4: $TPS = 0,012$ мм.

– шорсткість циліндричної центруючої поверхні D : вала – $Ra 0,8$ мкм; втулки – $Ra 1,6$ мкм;

– шорсткість циліндричної нецентруючої поверхні d : вала і втулки – $Ra 3,2$ мкм;

– шорсткість бічних поверхонь b : вала – $Ra 1,6$ мкм; втулки – $Ra 3,2$ мкм.

7. Ескізи шліцьового з'єднання, вала та втулки наведені на рис. 8.12.

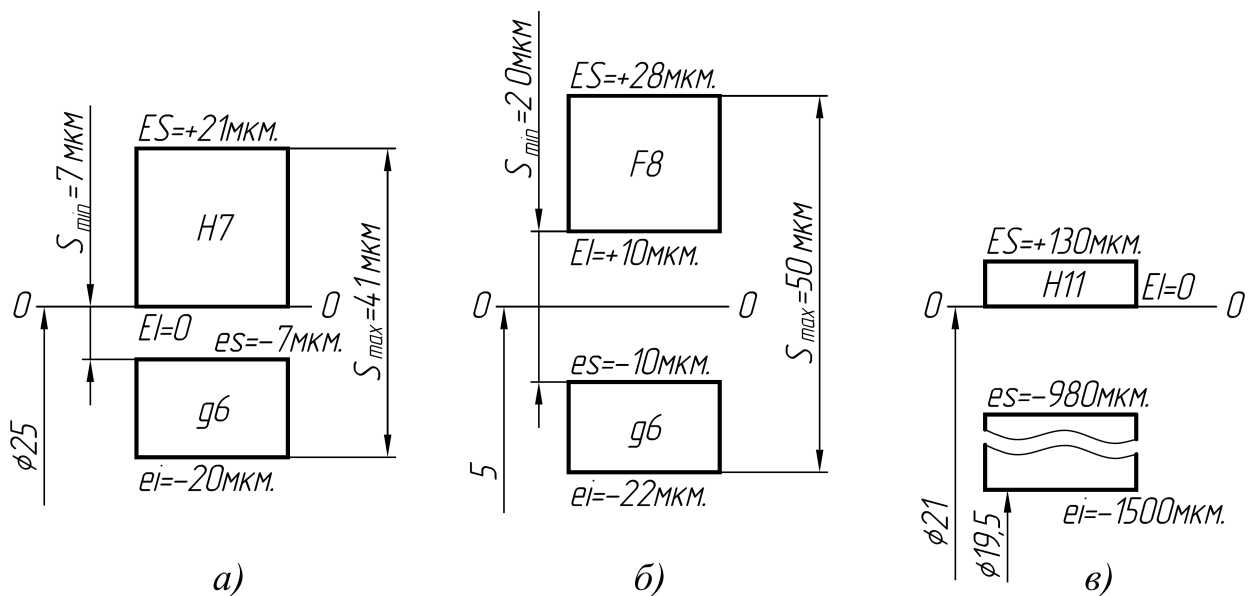


Рис. 8.11 – Схеми посадок: а) за зовнішнім діаметром D ; б) за шириною шліця b ; в) за внутрішнім діаметром d

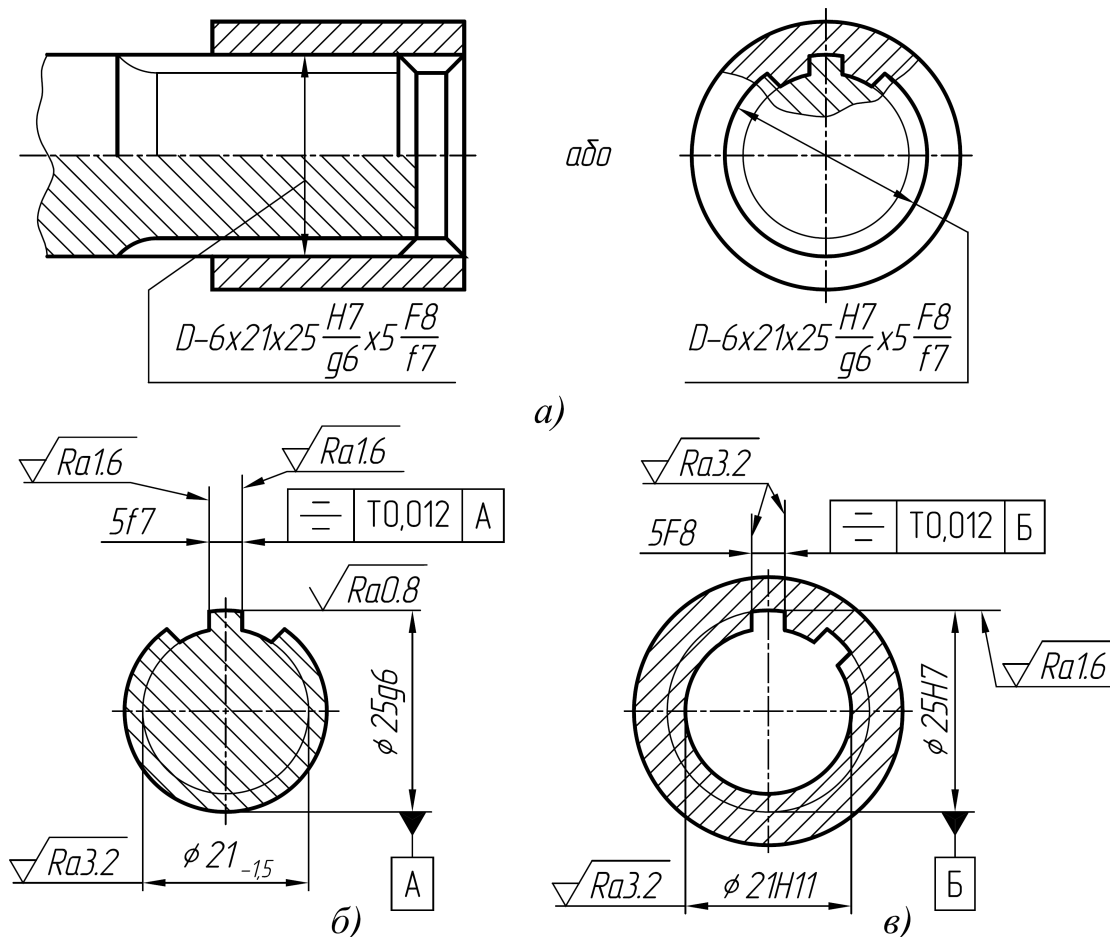


Рис. 8.12 – Ескізи: а) шліцевого з'єднання; б) шліцевого вала; в) шліцевої втулки

Шліцеві евольвентні з'єднання. Шліцеві з'єднання з евольвентним профілем зуба мають таке ж призначення, що й прямобічні. Незважаючи на те, що питома вага з'єднань з прямобічним профілем складає 80-90% від усієї кількості шліцевих з'єднань [1], проте останнім часом евольвентні з'єднання знаходять дедалі більше застосування. Евольвентні шліцеві з'єднання мають ви-

соку точність центрування та значну навантажувальну здатність за рахунок високої міцності зубів (товщина зуба збільшується від вершини до ніжки).

Фрезерування евольвентних шліцьових валів є більш технологічним, оскільки для обробки всіх типорозмірів валів з певним модулем потрібна лише одна черв'ячна фреза. З іншого боку, шліфування шліцьових валів є більш трудомістким. Обробка евольвентних втулок теж є складною операцією, бо потребує евольвентних протяжок високої якості, які є складним і більш дорогим інструментом порівняно з прямобічними протяжками. Шліцьові з'єднання з евольвентним профілем зубів, як правило, є дорожчими, ніж з прямобічним.

Шліцьові з'єднання з евольвентним профілем зубів застосовуються для рухомих і нерухомих з'єднань. Центрування з'єднань здійснюється по бічних поверхнях зубів, по зовнішньому діаметру, допускається також центрування по внутрішньому діаметру.

Форма зубів шліцьових з'єднань та основні залежності для визначення їх розмірів регламентовані ГОСТ 6033-80 та наведено у таблиці 8.7, а розміри шліцьових з'єднань - в таблиці И.4.

Таблиця 8.7

Залежності для визначення елементів шліцьового евольвентного з'єднання за ГОСТ 6033-80 (фрагмент)

Параметр	Позначення	Залежність
Зовнішній діаметр зубів, номінальний діаметр з'єднання	D	-
Модуль	m	-
Число зубів	z	-
Кут профілю	α	$\alpha = 30^\circ$
Діаметр ділильного кола	d	$d = mz$
Ділильний окружний крок	p	$p = \pi m$
Зміщення вихідного контуру	xm	$xm = \frac{1}{2}[D - m(z + 1,1)]$
Номінальна ділильна окружна товщина зуба вала (западини втулки)	$s(e)$	$s = e = \frac{\pi}{2}m + 2xm \cdot \operatorname{tg} \alpha$
Діаметр кола западин втулки	D_f	$D_f = D$
Діаметр кола вершин зубів втулки	D_a	$D_a = D - 2m$
Діаметр кола западин вала	d_f	$d_{fmax} = D - 2,2m$
Діаметр кола вершин зубів вала	d_a	
- за центрування за бічними поверхнями зубів		$d_a = D - 0,2m$
- за центрування за зовнішнім діаметром		$d_a = D$

Допуски з'єднань з центруванням за бічними поверхнями зубів. Такий спосіб центрування є найбільш розповсюдженим. Розташування полів допусків ширини западини втулки e та товщини зуба вала s , а також позначення допусків, основних відхилень і граничних відхилень наведені на рис. 8.13. Граничні відхилення величин e (s) відкладають від їх спільного номінального розміру на дузі ділильного кола. Стандартом передбачено два види допусків на ширину западини втулки і товщину зуба вала:

1) T_e (T_s) – допуск власне на ширину западини втулки e (товщину зуба вала s) і контролюється під час поелементного контролю;

2) T – сумарний допуск, який включає власне допуск та відхилення форми і розташування елементів профілю і контролюється комплексним калібром.

Рекомендації щодо вибору посадок шліцьових з'єднань наведені в таблиці 8.8.

Таблиця 8.8

Посадки шліцьових евольвентних з'єднань з центруванням за шириною западини втулки (товщиною зуба вала)

Вид з'єднання	Посадки за центруючим розміром e (s)	Нецентруючі розміри			
		Вал		Втулка	
		d_a	d_f	D_a	D_f
рухоме	$\frac{7H}{7h}, \frac{9H}{9h}, \frac{9H}{9g}, \frac{9H}{7f}, \frac{9H}{8f}, \frac{11H}{10d}$	$h12$	$h16$	$H11$	$H16$
нерухоме	$\frac{7H}{9r}, \frac{7H}{8p}, \frac{7H}{7n}, \frac{7H}{8k}, \frac{9H}{8k}$				

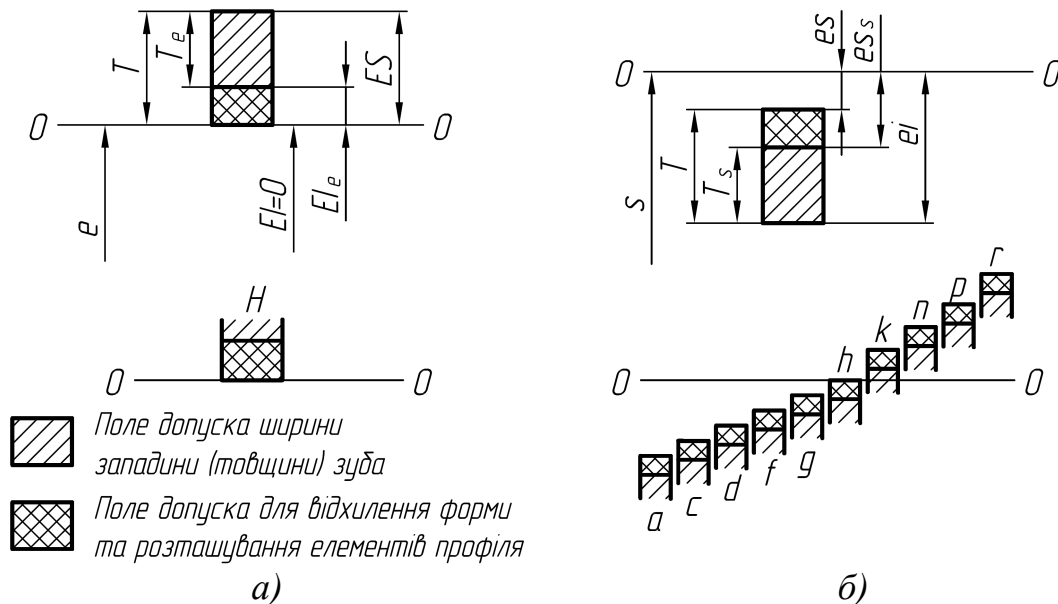


Рис. 8.13 – Схеми полів допусків на ширину западини e втулки (а) і товщини зуба s вала (б)

Граничні відхилення на ширину западини втулки e наведені в табл. И.5, а граничні відхилення на товщину зуба s – в табл. И.6.

Допуски з'єднань з центруванням за зовнішнім діаметром. Центрування за зовнішнім діаметром застосовується для рухомих та нерухомих з'єднань, проте має нижчу точність порівняно з центруванням за бічними поверхнями і використову-

ється значно рідше. Рекомендовані посадки наведені у таблиці 8.9. Допуски та основні відхилення на діаметральні розміри визначаються за ГОСТ 25346-89

Таблиця 8.9

Посадки шліцевих евольвентних з'єднань з centruванням за зовнішнім діаметром

Вид з'єднання	Посадки за centruючими розмірами D_f та d_a	Посадки за нецентруючими розмірами		
		ширини зуба e (s)	вершини втулки D_a	западини вала d_f
Рухоме	$\frac{H7}{h6} \frac{H7}{g6} \frac{H7}{f7}$	$\frac{9H}{9h} \frac{9H}{9g}$	$H11$	$h16$
Нерухоме	$\frac{H7}{n6} \frac{H7}{js6}$			

Умовні позначення шліцевих евольвентних з'єднань. Позначення шліцевих евольвентних з'єднань повинні містити номінальний діаметр, модуль, позначення посадки (полів допусків вала і отвору) і номер стандарту. Приклади умовного позначення та зображення на кресленнях шліцевих евольвентних з'єднань наведені у таблиці 8.10. та на рис. 8.14.

Таблиця 8.10

Приклади умовного позначення евольвентних шліцевих з'єднань

Умовне позначення	Спосіб centruвання	
	За бічними поверхнями	За зовнішнім діаметром
З'єднання	$30 \times 1,25 \times \frac{9H}{7f} \text{ ГОСТ } 6033-80$	$40 \times \frac{H7}{g6} \times 2 \times \frac{9H}{9h} \text{ ГОСТ } 6033-80$
Втулка	$30 \times 1,25 \times 9H \text{ ГОСТ } 6033-80$	$40 \times H7 \times 2 \times 9H \text{ ГОСТ } 6033-80$
Вал	$30 \times 1,25 \times 7f \text{ ГОСТ } 6033-80$	$40 \times g6 \times 2 \times 9h \text{ ГОСТ } 6033-80$

Наведені умовні позначення розшифровуються, як:

1) **Центрування за бічними поверхнями:** $D = 30$ мм – зовнішній діаметр; $m = 1,25$ мм – модуль; $9H/7f$ – посадка за бічними сторонами; $9H$ – поле допуску на ширину западини; 9 – ступінь точності; H – основне відхилення; $7f$ – поле допуску на товщину зуба; 7 – ступінь точності; f – основне відхилення.

2) **Центрування за зовнішнім діаметром:** $D = 40$ мм – зовнішній діаметр; $m = 2$ мм – модуль; $H7/g6$ – посадка за зовнішнім діаметром; $H7$ – поле допуску втулки; $g6$ – поле допуску вала; H, g – основне відхилення отвору і вала; 7 і 6 – квалітети отвору і вала.

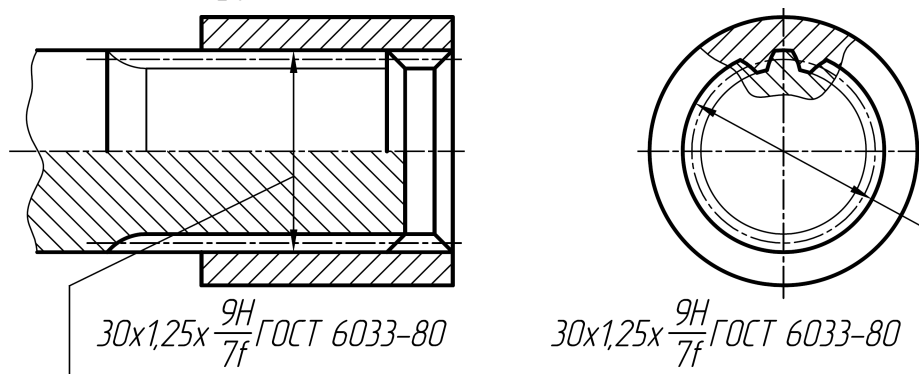


Рис. 8.14 – Ескіз шліцевого з'єднання з евольвентним профілем.

Шліцьові з'єднання з трикутним профілем зубів. Такі з'єднання застосовують переважно для передачі незначних крутних моментів тонкостінних втулок замість посадок з натягом. Основними параметрами з'єднання є номінальний зовнішній діаметр $D = 5 \div 75$ мм, число зубів $z = 20 \div 70$; модуль $m = 0,2 \div 1,5$ мм, кут западин втулки $\beta = 60^\circ, 72^\circ, 90^\circ$. Кінці валів можуть мати циліндричну чи конічну форму (рис. 8.15). Числові значення розмірів елементів з'єднань та допуски на них наведені в галузевих стандартах.

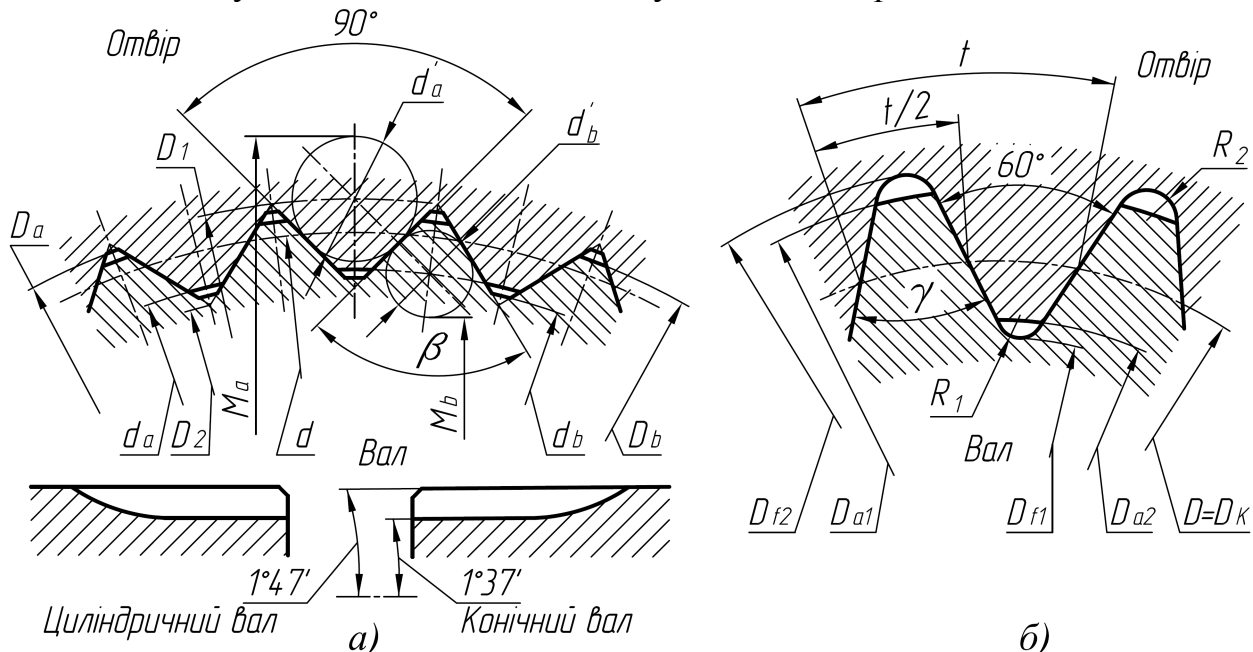


Рис. 8.15 – Форма та розміри шліцьового з'єднання з трикутним профілем
а) кут профілю втулки 90° ; б) а) кут профілю втулки 60°

Приклад 8.3

Для шліцьового евольвентного з'єднання $65 \times 2 \times 9H/9g$ ГОСТ 6033 – 80 визначити номінальні та граничні розміри елементів, допуски на них, навести схеми полів допусків на всі поверхні; виконати ескізи вала та втулки з позначенням параметрів точності.

1) Задано шліцьове евольвентне з'єднання з центруванням за бічними поверхнями: отвір – $65 \times 2 \times 9H$ ГОСТ 6033-80; вал – $65 \times 2 \times 9g$ ГОСТ 6033-80.

$D = 65$ мм – зовнішній діаметр; $m = 2$ мм – модуль; $9H/9g$ – посадка за бічними сторонами; $9H$ – поле допуску на ширину западини; 9 – ступінь точності; H – основне відхилення; $9g$ – поле допуску на товщину зуба; 9 – ступінь точності; g – основне відхилення.

2) Визначення значень елементів заданого з'єднання. Використовуючи залежності табл. 8.7, И.4, розраховуються значення елементів. Отримані значення заносяться в таблицю (табл. 8.11)

3) Вибір відхилень на centruючі елементи – ширину бічних поверхонь:

– за табл. И.5 вибираються граничні відхилення на ширину западини e для втулки з полем допуску $9H$: $ES = +80$ мкм, $EIe = +30$ мкм, $EI = 0$ мкм.

– за табл. И.6 вибираються граничні відхилення на товщину зуба s для вала з полем допуску $9g$: $es = -12$ мкм, $ei_e = -42$ мкм, $ei = -92$ мкм.

Розрахунок елементів шліцевого евольвентного з'єднання

Параметр	Позначення	Залежність
Зовнішній діаметр зубів, номінальний діаметр з'єднання	D	65 мм
Модуль	m	2 мм
Число зубів	z	31
Кут профілю	α	$\alpha = 30^\circ$
Діаметр ділительного кола	d	$d = mz = 2 \cdot 31 = 62$ мм
Ділительний окружний крок	p	$p = \pi \cdot m = 3,14 \cdot 2 = 6,28$
Зміщення вихідного контуру, мм	xm	$xm = \frac{1}{2}[D - m(z + 1,1)] = \frac{1}{2}[65 - 2(31 + 1,1)] = 0,4$
Номінальна ділительна окружна товщина зуба вала (западини втулки), мм	$s(e)$	$s = e = \frac{\pi}{2}m + 2xm \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{3,14}{2} \cdot 2 + 2 \cdot 0,4 \cdot \operatorname{tg} 30^\circ = 3,6$
Діаметр кола западин втулки	D_f	$D_f = D = 65$ мм
Діаметр кола вершин зубів втулки	D_a	$D_a = D - 2m = 65 - 2 \cdot 2 = 61$ мм
Діаметр кола западин вала	d_f	$d_{f\max} = D - 2,2m = 65 - 2,2 \cdot 2 = 60,6$ мм
Діаметр кола вершин зубів вала	d_a	$d_a = D - 0,2m = 65 - 0,2 \cdot 2 = 64,6$ мм

4) Вибір відхилень на нецентруючі елементи:

- за табл. 8.8 вибирається поле допуску на діаметр вершини зубів втулки D_a - H11;
- за табл. А.2, А.3 визначаються граничні відхилення: $ES = +190$ мкм, $EI = 0$ мкм;
- за табл. 8.8 вибирається поле допуску на діаметр западин зубів вала d_f^{\max} - h16;
- за табл. А.2, А.4 визначаються граничні відхилення: $es = 0$ мкм, $ei = -1900$ мкм = -1,9 мм.

5) Будуються схеми полів допусків (рис. 8.16)

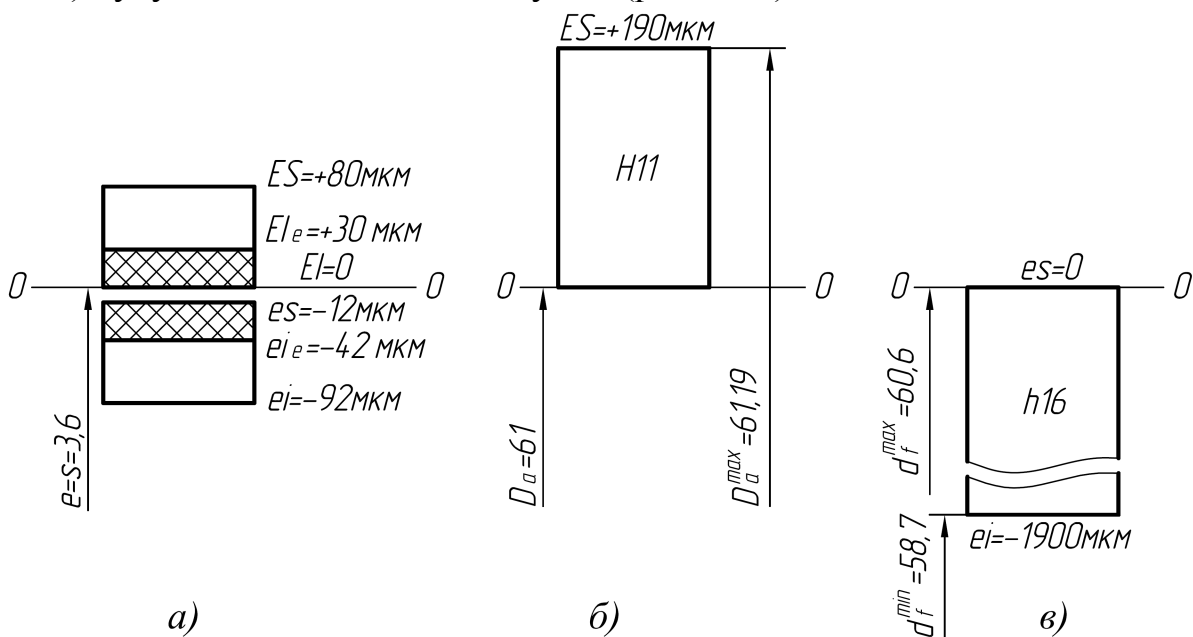


Рис. 8.16 – Схеми полів допусків: а) ширини западини s втулки і товщини зуба e вала; б) діаметра вершини зубів втулки D_a ; в) діаметра западини зубів вала d_f

б) Розробляються ескізи шліцевого вала та втулки (рис. 8.17).

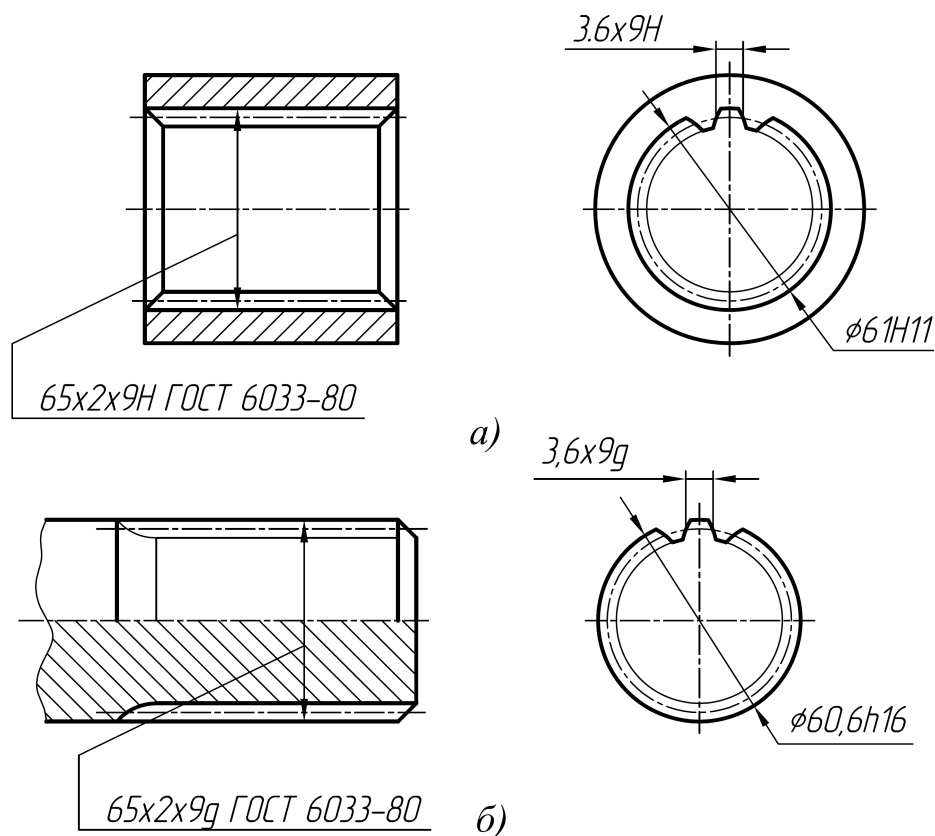


Рис. 8.17 – Ескізи: а) шліцьової втулки; б) шліцьового вала

8.3. Контрольні запитання

1. Яке експлуатаційне призначення шпонкового з'єднання та в яких випадках застосовують вільне, нормальне та щільне шпонкові з'єднання з призматичними шпонками?
2. Які поля допусків передбачені для призматичних шпонок на ширину, висоту та довжину шпонки?
3. Які посадки задають для вільного, нормального та щільного шпонкових з'єднань з призматичними шпонками, в якій системі вони виконуються?
4. Як оформляються складальні креслення з'єднань з призматичними або сегментними шпонками та робочі креслення втулки і вала (поперечні та поздовжні перерізи)?
5. Які є види шліцьових з'єднань залежно від форми профілю зубів, їх застосування?
6. Способи центрування шліцьових прямобічних з'єднань. Які фактори впливають на вибір способу центрування?
7. Посадки прямобічних шліцьових з'єднань з центруванням за D , d та b .
8. Які є способи центрування евольвентних шліцьових з'єднань, їх особливості?
9. Схеми полів допусків на посадки за бічними поверхнями евольвентного шліцьового з'єднання.
10. Як умовно позначаються шліцьові з'єднання на кресленнях?
11. Як оформляються робочі креслення шліцьових валів та втулок?

8.4. Контрольні завдання

Завдання 8.1 Для заданого з'єднання з призматичною чи сегментною шпонкою (табл. 8.12) вибрати розміри шпонки та шпонкових пазів, призначити посадки, навести схеми полів допусків; виконати ескізи з'єднання, вала та втулки з позначенням параметрів точності.

Таблиця 8.12

Вихідні дані для завдання 8.1

№ варіанта	Номинальний діаметр та посадка з'єднання, мм	Тип шпонки	Тип з'єднання	№ варіанта	Номинальний діаметр та посадка з'єднання, мм	Тип шпонки	Тип з'єднання
1	Ø 32H8/h7	призматична	вільний	26	Ø 63N7/h6	призматична	вільний
2	Ø 36JS7/h6	сегментна	нормальний	27	Ø 15H7/h6	сегментна	нормальний
3	Ø 56H7/m6	призматична	щільний	28	Ø 53H8/js7	призматична	щільний
4	Ø 18H7/js6	сегментна	вільний	29	Ø 20M7/h6	сегментна	вільний
5	Ø 22H7/k6	призматична	нормальний	30	Ø 42K8/h7	призматична	нормальний
6	Ø 10H7/js6	сегментна	щільний	31	Ø 13H8/k7	сегментна	щільний
7	Ø 50H7/m6	призматична	вільний	32	Ø 75M6/h5	призматична	вільний
8	Ø 22H7/n6	сегментна	нормальний	33	Ø 32H7/k6	сегментна	нормальний
9	Ø 30H6/js5	призматична	щільний	34	Ø 45M6/h5	призматична	щільний
10	Ø 28N6/h5	сегментна	вільний	35	Ø 28N8/h7	сегментна	вільний
11	Ø 90H6/m5	призматична	нормальний	36	Ø 34N8/h7	призматична	нормальний
12	Ø 36M8/h7	сегментна	щільний	37	Ø 28H7/m6	сегментна	щільний
13	Ø 28K7/h6	призматична	вільний	38	Ø 100JS6/h5	призматична	вільний
14	Ø 12N8/h7	сегментна	нормальний	39	Ø 36H8/js7	сегментна	нормальний
15	Ø 36H7/h6	призматична	щільний	40	Ø 110H6/h5	призматична	щільний
16	Ø 34JS7/h6	сегментна	вільний	41	Ø 40JS8/h7	сегментна	вільний
17	Ø 45H6/m5	призматична	нормальний	42	Ø 50H7/h6	призматична	нормальний
18	Ø 17JS7/h6	сегментна	щільний	43	Ø 34K7/h6	сегментна	щільний
19	Ø 36M6/h5	призматична	вільний	44	Ø 22H8/m7	призматична	вільний
20	Ø 16K8/h7	сегментна	нормальний	45	Ø 16N6/h5	сегментна	нормальний
21	Ø 22JS7/h6	призматична	щільний	46	Ø 32N7/h6	призматична	щільний
22	Ø 32M6/h5	сегментна	вільний	47	Ø 24H6/k5	сегментна	вільний
23	Ø 110H7/n6	призматична	нормальний	48	Ø 38H7/k6	призматична	нормальний
24	Ø 21H7/h6	сегментна	щільний	49	Ø 26H8/h7	сегментна	щільний
25	Ø 120H8/h7	призматична	вільний	50	Ø 25N8/h7	призматична	вільний

Завдання 8.2 Для заданого шліцевого з'єднання з прямобічним профілем (табл. 8.13) призначити посадки, навести схеми полів допусків; виконати ескізи з'єднання, вала та втулки з позначенням параметрів точності.

Таблиця 8.13

Вихідні дані для завдання 8.2

№	Шліцеве з'єднання $z \times d \times D$	Поверхня центрування	Рухомість з'єднання	№	Шліцеве з'єднання $z \times d \times D$	Поверхня центрування	Рухомість з'єднання
1	10×16×20	D	нерухоме	26	8×56×65	d	рухоме
2	8×52×60	d	рухоме	27	10×42×52	D	рухоме
3	6×23×28	b	нерухоме	28	8×62×72	d	нерухоме
4	10×72×82	D	нерухоме	29	8×52×60	D	рухоме
5	8×62×68	D	нерухоме	30	6×26×30	D	рухоме
6	6×28×32	d	рухоме	31	10×32×40	b	нерухоме
7	6×26×30	b	рухоме	32	6×28×32	b	рухоме
8	10×72×78	d	нерухоме	33	8×52×58	d	нерухоме
9	10×18×23	D	нерухоме	34	8×46×50	b	нерухоме
10	6×26×32	d	рухоме	35	6×28×34	D	рухоме
11	8×32×36	d	нерухоме	36	6×21×25	d	рухоме
12	6×23×26	D	нерухоме	37	8×56×62	d	рухоме
13	8×62×72	D	нерухоме	38	10×21×26	b	нерухоме
14	10×82×88	b	рухоме	39	6×28×32	d	нерухоме
15	6×21×25	d	нерухоме	40	8×36×40	d	рухоме
16	8×62×68	d	рухоме	41	8×56×65	D	рухоме
17	8×42×46	D	нерухоме	42	6×23×28	d	рухоме
18	8×42×48	d	рухоме	43	8×46×50	D	рухоме
19	8×56×65	b	рухоме	44	6×23×26	d	нерухоме
20	8×46×54	D	нерухоме	45	10×23×29	D	рухоме
21	8×46×50	D	нерухоме	46	8×52×60	d	нерухоме
22	10×82×92	b	нерухоме	47	8×32×38	d	нерухоме
23	8×56×65	D	нерухоме	48	8×62×68	D	рухоме
24	10×28×35	D	нерухоме	49	6×28×32	D	нерухоме
25	8×36×42	d	нерухоме	50	10×26×32	D	нерухоме

Завдання 8.3 Для заданого шліцевого з'єднання з евольвентним профілем (табл. 8.14) розшифрувати умовне позначення, розрахувати розміри елементів, визначити допуски на центруючі та нецентруючі елементи, побудувати схеми полів допусків; виконати ескізи вала та втулки.

Вихідні дані для завдання 8.3

№	Шліцьове з'єднання	№	Шліцьове з'єднання
1	$17 \times 1,25 \times \frac{9H}{9h} \text{ ГОСТ } 6033-80$	16	$75 \times 2 \times \frac{9H}{8k} \text{ ГОСТ } 6033-80$
2	$25 \times \frac{H7}{js6} \times 1,25 \times \frac{9H}{9h} \text{ ГОСТ } 6033-80$	17	$60 \times \frac{H7}{js6} \times 1,25 \times \frac{9H}{9h} \text{ ГОСТ } 6033-80$
3	$75 \times 3 \times \frac{9H}{7f} \text{ ГОСТ } 6033-80$	18	$45 \times 1,25 \times \frac{9H}{8f} \text{ ГОСТ } 6033-80$
4	$30 \times \frac{H7}{h6} \times 0,8 \times \frac{9H}{9h} \text{ ГОСТ } 6033-80$	19	$17 \times 0,8 \times \frac{7H}{8p} \text{ ГОСТ } 6033-80$
5	$35 \times 1,25 \times \frac{9H}{8f} \text{ ГОСТ } 6033-80$	20	$45 \times 1,25 \times \frac{9H}{7f} \text{ ГОСТ } 6033-80$
6	$40 \times 1,25 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ } 6033-80$	21	$25 \times 0,8 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ } 6033-80$
7	$50 \times \frac{H7}{n6} \times 0,8 \times \frac{9H}{9h} \text{ ГОСТ } 6033-80$	22	$65 \times 3 \times \frac{7H}{7n} \text{ ГОСТ } 6033-80$
8	$65 \times 1,25 \times \frac{7H}{7n} \text{ ГОСТ } 6033-80$	23	$35 \times \frac{H7}{f7} \times 2 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ } 6033-80$
9	$90 \times 5 \times \frac{9H}{7f} \text{ ГОСТ } 6033-80$	24	$85 \times 10 \times \frac{9H}{9h} \text{ ГОСТ } 6033-80$
10	$45 \times 2 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ } 6033-80$	25	$40 \times 2 \times \frac{9H}{8k} \text{ ГОСТ } 6033-80$
11	$75 \times 2 \times \frac{7H}{8p} \text{ ГОСТ } 6033-80$	26	$35 \times \frac{H7}{n6} \times 2 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ } 6033-80$
12	$40 \times \frac{H7}{g6} \times 2 \times \frac{9H}{9h} \text{ ГОСТ } 6033-80$	27	$60 \times 3 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ } 6033-80$
13	$100 \times 5 \times \frac{7H}{9r} \text{ ГОСТ } 6033-80$	28	$80 \times \frac{H7}{h6} \times 3 \times \frac{9H}{9h} \text{ ГОСТ } 6033-80$
14	$95 \times \frac{H7}{f7} \times 3 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ } 6033-80$	29	$50 \times 2 \times \frac{9H}{8f} \text{ ГОСТ } 6033-80$
15	$15 \times 0,5 \times \frac{9H}{7f} \text{ ГОСТ } 6033-80$	30	$75 \times 3 \times \frac{7H}{8p} \text{ ГОСТ } 6033-80$

РОЗДІЛ 9. РІЗЬБОВІ З'ЄДНАННЯ

9.1. Основні поняття про різьбові з'єднання

Різьбові з'єднання широко використовуються в конструкціях різних машин (понад 60% усіх деталей сучасних машин мають різьбу). Різьби класифікують за рядом ознак:

1. **За призначенням** різьби поділяють на *кріпильні* (призначені для нерухомих роз'ємних з'єднань), *кінематичні* (для передачі руху - ходових гвинтів, домкратів, мікрометричних пар), *трубні і арматурні* (використовуються для з'єднання труб в нафтопереробній промисловості, сантехнічному обладнанні), *спеціальні*.
2. **За формою поверхні** – *циліндричні та конічні*.
3. **За розташуванням на деталі** – *зовнішні* (сформовані на зовнішній частині циліндричної поверхні) і *внутрішні* (сформовані на внутрішній частині циліндричної поверхні).
4. **За напрямком гвинтової лінії** розрізняють різьби *праві* (різьба створена за годинниковою стрілкою) та *ліві* (різьба створена проти годинникової стрілки).
5. **За числом заходів** – *однозахідні та багатозахідні*.
6. **За формою профілю** розрізняють різьбу *трикутну, трапецієвидну, прямокутну, круглу, спеціальну*.
7. **За величиною кроку різьби** розрізняють різьбу з *великим та дрібним* кроком.
8. **За одиницями вимірювання** – *метричні та дюймові*.

Профіль метричної різьби встановлений ДСТУ ISO 68-1:2005, геометричні та загальні терміни – ДСТУ ISO 5408:2006, ДСТУ 2497-94.

Основний профіль різьби – це спільний для зовнішньої та внутрішньої різьб профіль в площині осьового перерізу різьби, визначений номінальними розмірами його лінійних та кутових елементів (рис. 9.1).

Зовнішній діаметр різьби d (D) – діаметр уявної циліндричної поверхні, описаної навколо верхівки зовнішньої та/чи западин внутрішньої різьби. Для кріпильних метричних різьб цей розмір є номінальним діаметром різьби.

Внутрішній діаметр різьби d_1 (D_1) – діаметр уявної циліндричної поверхні, вписаної в западини зовнішньої та/чи у верхівки внутрішньої різьби.

Середній діаметр різьби d_2 (D_2) – діаметр уявного, співвісного з різьбою прямого кругового циліндра, твірنا якого перетинає реальну різьбу таким чином, що її відрізки, утворені перетином з канавкою різьби дорівнюють половині номінального кроку різьби.

Номінальні величини відповідних параметрів зовнішньої та внутрішньої різьби однакові, наприклад, $d=D$, $d_2=D_2$ і т. ін. Розміри середнього та внутрішнього діаметрів зовнішньої та внутрішньої різьби наведені у табл. К.1.

Крок різьби P – відстань у напрямку осі різьби між однойменними найближчими точками суміжних відповідних бічних поверхонь різьби. Для багатозахідних різьб є додатковий термін – *хід різьби*.

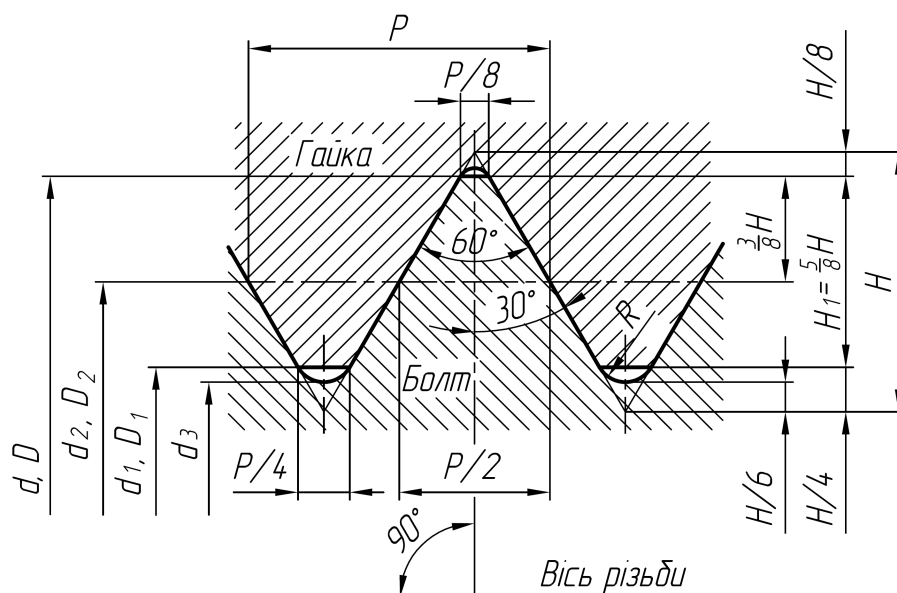


Рис. 9.1 - Профіль метричної різьби

Основними елементами профілю різьби є:

- d – номінальний зовнішній діаметр зовнішньої різьби (номінальний діаметр);
- D – номінальний зовнішній діаметр внутрішньої різьби (номінальний діаметр);
- d_2 – номінальний середній діаметр зовнішньої різьби;
- D_2 – номінальний середній діаметр внутрішньої різьби;
- d_1 – номінальний внутрішній діаметр зовнішньої різьби;
- D_1 – номінальний внутрішній діаметр внутрішньої різьби;
- P – крок різьби;
- H – висота вихідного трикутника різьби ($H=0,866025404 P$);
- H_1 – робоча висота профілю різьби ($H_1=0,541265877 P$);
- α – кут профілю (для метричної різьби $\alpha=60^\circ$);
- $\alpha/2$ – половина кута профілю (для метричної різьби $\alpha/2=30^\circ$);
- φ – кут ходу (підйому) гвинтової лінії різьби (на рисунку не вказаний).

Хід різьби Ph – це відстань у напрямку осі різьби між точками найближчих однойменних бічних поверхонь різьби. Для однозахідної різьби її крок дорівнює ходу, тобто $P=Ph$. Для багатозахідної різьби хід Ph дорівнює добутку числа заходів n на крок P , тобто $Ph = n \times P$.

Метричні різьби поділяють на різьби з великим (основним) і дрібними кроками. У різьб з великим кроком кожному діаметру відповідає крок, що визначається залежністю $d(D) = 6 \cdot P^{1,3}$. Різьби з дрібними кроками можуть мати різні кроки за однакового зовнішнього діаметра. Якщо зовнішні діаметри d (D) однакові, різьби з дрібним кроком відрізняються від різьб з великим кроком також меншою висотою профілю. Метричні різьби з великим та дрібними кроками наведені у табл. К.2. Різьбу з великим кроком вважають основною кріпильною різьбою. Різьби з дрібним кроком застосовують на тонкостінних деталях,

під час з'єднання деталей з малою довжиною згвинчування, а також для виготовлення різних регулювальних пристроїв тощо.

Кут профілю α – кут між двома суміжними бічними поверхнями різьби в площині осевого перерізу.

Довжина згвинчування різьби L – довжина ділянки взаємного сполучення зовнішньої та внутрішньої різьб в осьовому напрямку.

9.2. Похибки різьби та їх вплив на згвинчування деталей

Під час виготовлення різьби неминує виникати відхилення її профілю та розмірів. Розрізняють номінальний, граничні та дійсний профілі різьби.

Номінальний профіль – це профіль, відносно якого визначають граничні відхилення елементів. Номінальний профіль побудований на основі теоретичного основного профілю різьби.

Граничні профілі (найбільший та найменший) – це профілі, положення яких задається за допомогою відхилень (верхніх та нижніх) відносно номінального профілю.

Дійсний профіль – це профіль деталі після різьбоутворення, який включає похибки елементів різьби.

Основною умовою взаємозамінності різьбових з'єднань є можливість їхнього згвинчування. Для згвинчування парних різьб необхідно, щоб на всій довжині згвинчування дійсні профілі зовнішньої та внутрішньої різьби не виходили за межі їх граничних профілів.

У більшості різьб за зовнішніми і внутрішніми діаметрами різьбового з'єднання передбачені зазори, тому можливі похибки зовнішніх діаметрів (ΔD , Δd) та внутрішніх (ΔD_1 , Δd_1) не впливають на згвинчування деталей. Згвинчування різьб залежить від похибок середнього діаметра (ΔD_2 , Δd_2), похибок кроку (ΔP) та похибок кута профілю ($\Delta \alpha$). Для метричних різьб похибки кроку та кута профілю, хоч вони є незалежними, можуть бути компенсовані зміною середнього діаметра різьби.

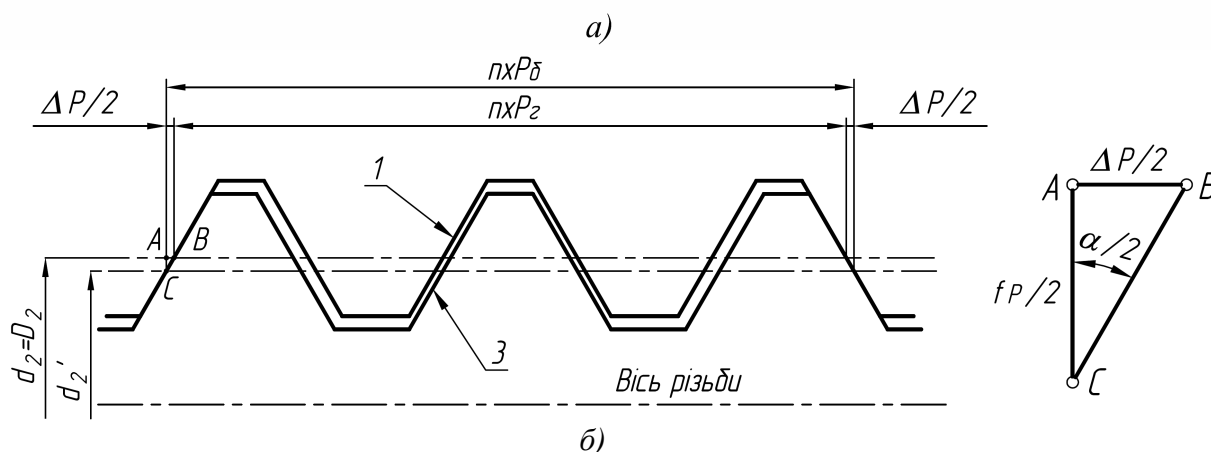
Відхилення кроку та його діаметральна компенсація.

Відхилення кроку різьби (ΔP) – це різниця між дійсною та номінальною відстанями в осьовому напрямку між двома точками будь-яких однойменних бічних сторін профілю в межах довжини згвинчування або заданої довжини. Відхилення кроку складається з прогресивних похибок кроку, які зростають пропорційно до кількості витків n на довжині згвинчування L , періодичних похибок, що змінюються за певним законом, та місцевих похибок, що мають випадковий характер і не залежать від кількості витків на довжині згвинчування.

Діаметральна компенсація похибки кроку f_p – це величина, на яку необхідно зменшити середній діаметр зовнішньої різьби (болта) або збільшити середній діаметр внутрішньої різьби (гайки), щоб забезпечити згвинчування за наявності похибок кроку. Щоб визначити її величину, розглядають осьовий переріз різьби гайки з номінальним профілем і розмірами, та осьовий переріз різьби болта, який має похибку кроку ΔP на довжині згвинчування (рис. 9.2). Якщо середні діаметри зовнішньої і внутрішньої різьби однакові ($d_2=D_2$), ці

The diagram shows a sawtooth profile with the following dimensions and labels:

- ΔP : The height of the profile.
- $\pi x P \delta$: The length of one period of the profile.
- $\pi x P z$: The length of the flat top of the profile.
- $d_2 = D_2$: The diameter of the shaft.
- Вісь різьби*: The axis of the thread.
- Labels 1 and 2 point to the sloped and flat parts of the profile, respectively.
- One of the sloped parts is shaded with diagonal lines.



Згвинтити ці деталі можна, якщо профіль зовнішньої різьби (болта) зсунути донизу на $0,5f_p$ (тобто, якщо зменшити середній діаметр зовнішньої різьби на величину f_p) (рис. 9.2 б). Значення f_p можна визначити із трикутника ABC :

$$\frac{f_p}{2} = \frac{\Delta P}{2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \text{ або } f_p = \Delta P \cdot \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}$$

Відхилення кута профілю та його діаметральна компенсація.

Половина кута профілю $\alpha/2$ – це кут між бічною стороною профілю та перпендикуляром до осі різьби.

47

Діаметральна компенсація похибок половини кута профілю f_α – це величина, на яку треба зменшити середній діаметр зовнішньої різьби (болта), або збільшити середній діаметр внутрішньої різьби (гайки), щоб забезпечити згвинчування за наявності похибок половини кута профілю. Величину f_α можна визначити, якщо розглянути осьовий переріз внутрішньої різьби (гайки) з номінальним профілем і розмірами та осьовий переріз зовнішньої різьби, яка має похибку половини кута профілю (рис. 9.3), $d_2 = D_2$.

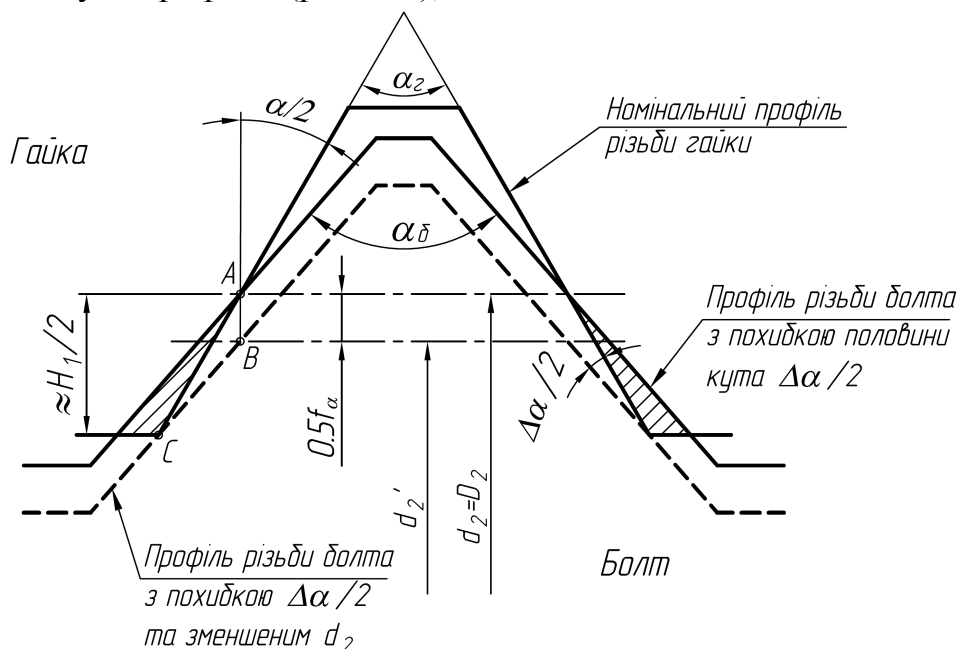


Рис. 9.3 – Схема для визначення діаметральної компенсації похибок половини кута профілю f_α : α_2 – кут профілю різьби гайки; α_6 – кут профілю різьби болта

Згвинчування цих деталей неможливе через те, що профілі цих різьб перекриваються (на рис. 9.3 це показано штрихуванням). Згвинтити ці деталі можна, якщо профіль зовнішньої різьби змістити на величину $0,5f_\alpha$. Величину f_α можна визначити із трикутника ABC:

$$\frac{f_\alpha}{2} = \frac{H_1 \cdot \Delta \frac{\alpha}{2}}{\sin \alpha}; \quad \text{або} \quad f_\alpha = \frac{2 H_1 \cdot \Delta \frac{\alpha}{2}}{\sin \alpha}$$

Для метричної різьби, у якої $\alpha = 60^\circ$: $f_\alpha \approx 0,36 P \cdot \Delta \alpha / 2$, де f_α – у мікрометрах; P – у міліметрах; $\Delta \alpha / 2$ – у кутових мінутах, що визначають за формулою:

$$\Delta \frac{\alpha}{2} = \frac{\left| \Delta \frac{\alpha}{2} \text{np} \right| + \left| \Delta \frac{\alpha}{2} \text{лів} \right|}{2},$$

де $\Delta \frac{\alpha}{2} \text{np}$ – різниця між дійсним та номінальним значеннями правої половини кута профілю різьби; $\Delta \frac{\alpha}{2} \text{лів}$ – різниця між дійсним та номінальним значеннями лівої половини кута профілю різьби.

Похибки середнього діаметра, похибки кроку та похибки половини кута профілю можна звести до однієї величини – середнього діаметра. Тому для спрощення контролю різьби та розрахунку допусків введено поняття приведе-

ного середнього діаметра різьби, що враховує вплив на згвинчування величин виміряного середнього діаметра ($d_{2\text{вим}}$, $D_{2\text{вим}}$), похибок кроку (ΔP) та похибок половини кута профілю ($\Delta\alpha/2$).

Приведений середній діаметр різьби – це середній діаметр уявної ідеальної різьби, яка має визначений основний профіль і яка щільно (без взаємного зміщення або натягу) згвинчується з реальною різьбою на задану довжину згвинчування.

Приведений середній діаметр внутрішньої різьби:

$$D_{2\text{прив.}} = D_{2\text{вим.}} - (f_P + f_\alpha),$$

де $D_{2\text{вим}}$ – вимірний середній діаметр гайки.

Приведений середній діаметр зовнішньої різьби:

$$d_{2\text{прив.}} = d_{2\text{вим.}} + f_P + f_\alpha,$$

де $d_{2\text{вим}}$ – вимірний середній діаметр болта.

У стандартах задається повний (сумарний) допуск на середній діаметр різьби, який складається з трьох величин: допустимого відхилення середнього діаметра $\Delta d_2(\Delta D_2)$, діаметральної компенсації похибок кроку f_P та діаметральної компенсації похибок половини кута профілю f_α :

$$T_{d_2(D_2)} = \Delta_{d_2}(\Delta_{D_2}) + f_P + f_\alpha.$$

Придатність різьбових деталей за середнім діаметром під час диференційованого (поелементного) контролю визначається за приведеним середнім діаметром. При цьому повинні виконуватись умови:

$$\text{для болта: } d_{2\text{вим}}^{\min} \geq d_{2\text{прив.}}, d_{2\text{прив.}} \leq d_{2\text{макс}};$$

$$\text{для гайки: } D_{2\text{вим}}^{\max} \leq D_{2\text{прив.}}, D_{2\text{прив.}} \geq D_{2\text{мин.}}$$

де $d_{2\text{вим}}^{\min}$ - найменший вимірний середній діаметр болта; $D_{2\text{вим}}^{\max}$ - найбільший вимірний середній діаметр гайки.

Приведений середній діаметр визначається для випадку, коли вимірний середній діаметр $d_{2\text{вим}}$ ($D_{2\text{вим}}$) має для болта найбільше значення ($d_{2\text{вим}}^{\max}$), а для гайки – найменше значення ($D_{2\text{вим}}^{\min}$). Якщо болт з найбільшим вимірним діаметром буде згвинчуватись з гайкою, то буде забезпечено згвинчування і за найменшого виміряного діаметра. Аналогічно для гайки: за наявності згвинчування з болтом за найменшого виміряного середнього діаметра гайки буде забезпечуватись згвинчування і за найбільшого виміряного середнього діаметра гайки. Болт та гайка, які задовольняють цим умовам, будуть згвинчуватись.

9.3. Система допусків і посадок метричних різьб

Система допусків метричної різьби (ДСТУ ISO 965-1:2005) передбачає: номер квалітету (ступінь точності) і положення поля допуску різьби, а також вибір комбінацій квалітетів і положень поля допуску. Система допусків установлює:

- ряди квалітетів допусків для діаметрів різьби;

- положення полів допусків різьби з основними відхиленнями;
- загальноприйнятий вибір рекомендованих комбінацій квалітетів і положень (полів допусків) різьби для точного, середнього і грубого класів точності і трьох груп довжин згвинчування: короткої, нормальної і довгої.

Системою передбачені посадки з зазором – ГОСТ 16093-81, ДСТУ ISO 965-1:2005, посадки з натягом – ГОСТ 4608-81 та посадки перехідні – ГОСТ 24834-81.

Посадкою в різьбовому з'єднанні називають характер різьбового з'єднання деталей, який визначається різницею середніх діаметрів зовнішньої та внутрішньої різьби до складання.

Посадкою з зазором в різьбовому з'єднанні називають посадку, у якій поле допуску середнього діаметра внутрішньої різьби розташоване над полем допуску середнього діаметра зовнішньої різьби. До посадок з зазором також відноситься посадка, у якій нижнє відхилення середнього діаметра внутрішньої різьби збігається з верхнім відхиленням середнього діаметру зовнішньої різьби.

Посадкою з натягом в різьбовому з'єднанні називають посадку, у якій поле допуску середнього діаметра зовнішньої різьби розташоване над полем допуску середнього діаметра внутрішньої різьби, у з'єднанні забезпечується натяг.

Перехідною посадкою в різьбовому з'єднанні називають посадку в різьбовому з'єднанні, за якої поля допусків середнього діаметра зовнішньої та внутрішньої різьби перетинаються.

Посадки із зазором

Посадки з зазором є найбільш поширеними. Системою допусків і посадок передбачаються:

- квалітети допусків різьби;
- основні відхилення;
- класифікація довжин згвинчування;
- поля допусків і їх застосування для різьб з різними довжинами згвинчування.

Квалітети допусків різьби. Допуски встановлюються для середнього діаметра (d_2 , D_2) та діаметра верхівки зовнішньої та внутрішньої різьби (d , D_1) за ступенями точності, що позначаються цифрами (табл. 9.1).

Таблиця 9.1

Квалітети допусків внутрішньої та зовнішньої різьби для посадок з зазором (за ДСТУ ISO 965-1:2005).

Діаметр зовнішньої різьби:	Квалітети (ступені точності)
- зовнішній d	4; 6; 8
- середній d_2	3; 4; 5; 6; 7; 8; 9
Діаметр внутрішньої різьби:	
- внутрішній D_1	4; 5; 6; 7; 8
- середній D_2	4; 5; 6; 7; 8

Допуски на внутрішній діаметр зовнішньої різьби d_1 та зовнішній діаметр D внутрішньої різьби не встановлено.

Допуски на зовнішній діаметр зовнішньої різьби d та внутрішній діаметр внутрішньої різьби D_1 наведено у табл. К.3.

Допуски на середні діаметри зовнішньої та внутрішньої різьби d_2 та D_2 наведено у табл. К.4.

Основні відхилення та поля допусків різьби. Встановлено п'ять основних відхилень для зовнішніх різьб - d, e, f, g, h (рис. 9.4) і чотири – для внутрішніх - E, F, G, H (рис. 9.5). Основні відхилення E і F встановлені лише для спеціального призначення у разі значних товщин шару захисного покриття різьби. Числові значення основних відхилень однакові для діаметрів d_2, d, d_1 , а також для D_2, D, D_1 . Основним відхиленням діаметрів зовнішніх різьб є верхнє es , а для діаметрів внутрішніх різьб – нижнє ei . Відхилення відраховують від номінального профілю різьби у напрямі, перпендикулярному до осі різьби. Числові значення основних відхилень діаметрів зовнішньої та внутрішньої різьби наведено у табл. К.5.

Поле допуску діаметра різьби утворюється поєднанням основного відхилення та допуску за прийнятим ступенем точності, наприклад, $6h$ – де 6 – ступінь точності, h – основне відхилення. Для зовнішньої різьби задається поле допуску на середній діаметр d_2 та зовнішній діаметр d . Для внутрішньої різьби задається поле допуску на середній діаметр D_2 та внутрішній діаметр D_1 .

Схема полів допусків зовнішньої різьби з основними відхиленнями d, e, f, g наведена на рис. 9.4, а та з основним відхиленням h - на рис. 9.4, б.

Схема полів допусків внутрішньої різьби з основним відхиленням E, F, G наведена на рис. 9.5, а та з основним відхиленням H - на рис. 9.5, б.

На схемах полів допусків відкладаються значення половини відхилень та допусків, оскільки вважається, що болт і гайка є співвісними і інша половина відхилень чи допуску розміщена по інший бік осі.

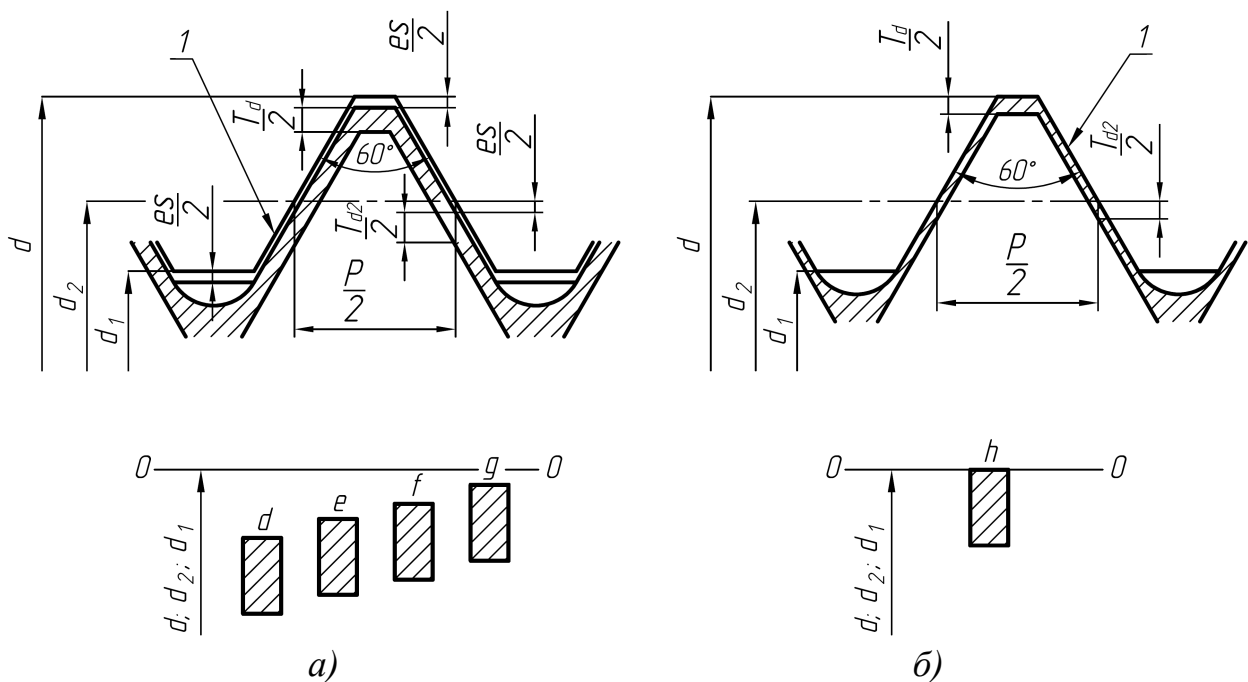


Рис. 9.4 - Схема полів допусків зовнішньої різьби:
а) з основними відхиленнями d, e, f, g ; б) з основним відхиленням h
 1 – номінальний профіль різьби

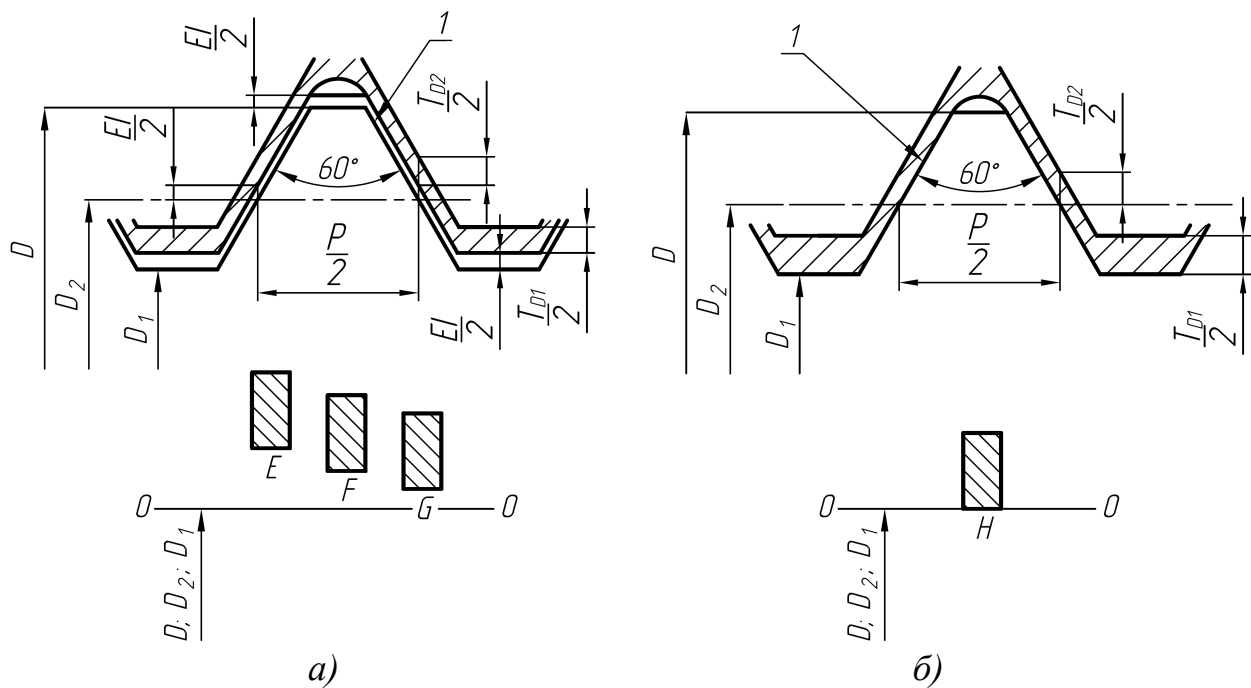


Рис. 9.5 - Схема полів допусків внутрішньої різьби:
 а з основним відхиленням E, F, G ; б) з основним відхиленням H
 I – номінальний профіль різьби

Посадки із зазором метричних різьб утворюються поєднанням полів допусків зовнішньої та внутрішньої різьби (рис. 9.6). Поєднання полів допусків з основними відхиленнями H/h утворює посадку з найменшим зазором, інші поля допусків утворюють посадки з гарантованими зазорами.

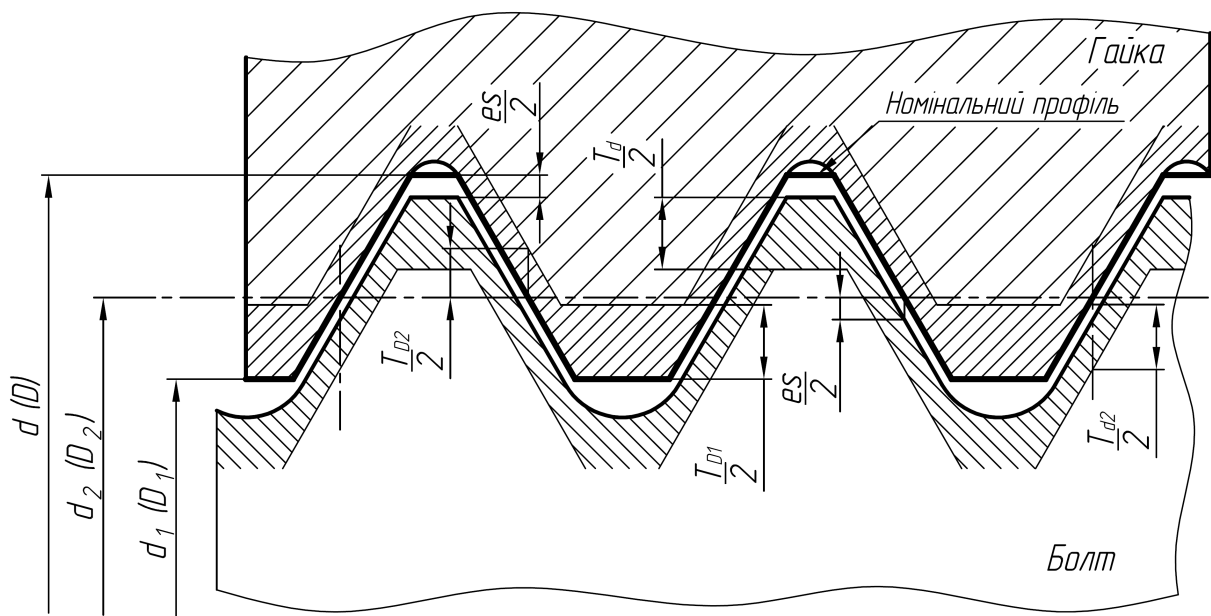


Рис. 9.6 - Схема посадки з зазором.

Довжини згвинчування. Для вибору ступеню точності залежно від довжини згвинчування різьби встановлено три групи довжин згвинчування: S – короткі, N – нормальні та L – довгі. До нормальної N довжини згвинчування відносять довжини понад $2,24Pd^{0,2}$ до $6,7Pd^{0,2}$, де P – крок різьби, d – зовнішній діаметр. Довжини згвинчування менші від нормальних відносять до групи S , а більші – до

групи *L*. Якщо фактична довжина згвинчування невідома (як під час виробництва стандартних болтів), рекомендовано застосовувати групу *N*. Довжини згвинчування різьб залежно від номінального діаметра та кроку наведені у табл. К.6.

Класи точності. Поля допусків зовнішньої та внутрішньої різьб передбачені у трьох класах точності: **точному, середньому та грубому** (табл. 9.2, 9.3). Поняття про класи точності умовне, його використовують для порівняння точності різьби. Основні правила для вибору класу точності:

- точний клас: для прецизійних різьб, якщо необхідно забезпечити невелике коливання зазору;
- середній клас: для різьб загального призначення;
- грубий клас: для випадків, коли можуть виникати виробничі труднощі, наприклад, під час нарізування різьби на гарячекатаних стержнях або в довгих глухих отворах.

Поля допусків, вказані в рамках, вибирають для зовнішньої і внутрішньої різьби загального призначення.

Поля допусків, надруковані напівгрубим шрифтом, треба вибирати в першу чергу.

Поля допусків, надруковані звичайним шрифтом, вибирають в другу чергу.

Поля допусків, вказані в круглих дужках, вибирають в останню чергу.

Таблиця 9.2

Рекомендовані поля допусків зовнішньої різьби (за ДСТУ ISO 965-1:2005)

Клас точності	Довжина згвинчування								
	<i>S</i>		<i>N</i>			<i>L</i>			
	Поля допуску зовнішньої різьби								
Точний	-	(3h4h)	-	-	(4g)	4h	-	(5g4g)	(5h4h)
Середній	(5g6g)	(5h6h)	6e	6f	6g	6h	(7e6e)	(7g6g)	(7h6h)
Грубий	-	-	(8e)	-	8g	-	(9e8e)	(9g8g)	-

Таблиця 9.3

Рекомендовані поля допусків внутрішньої різьби (за ДСТУ ISO 965-1:2005)

Клас точності	Довжина згвинчування					
	<i>S</i>		<i>N</i>		<i>L</i>	
	Поля допуску внутрішньої різьби					
Точний	-	4H	-	5H	-	6H
Середній	(5G)	5H	6G	6H	(7G)	7H
Грубий	-	-	7G	7H	(8G)	8H

На кресленнях позначають не клас точності, а поле допуску різьби. Поле допуску визначають за табл. 9.2 та 9.3, знаючи клас точності та довжину згвинчування різьби.

Умовне позначення різьби. Умовне позначення різьби (ДСТУ ISO 965-1:2005) складається з позначення виду різьби (метрична), розміру різьби, позначення поля допуску, а також, за необхідності, позначення особливих параметрів – кроку, напрямку витків різьби, довжини згвинчування.

Зовнішня різьба (болт): *M36*×1,5 – 7g6g

$M36$ – різьба метрична, номінальний (зовнішній) діаметр 36 мм;
 $1,5$ – крок різьби 1,5 мм
 $7g$ – поле допуску середнього діаметра d_2
 $6g$ – поле допуску зовнішнього діаметра d

Внутрішня різьба (гайка): $M36 \times 1,5 - 5H6H$

$M36$ – різьба метрична, номінальний (зовнішній) діаметр 36 мм;
 $1,5$ – крок різьби 1,5 мм
 $5H$ – поле допуску середнього діаметра D_2
 $6H$ – поле допуску внутрішнього діаметра D_1

Посадка: $M 36 \times 1,5 - \frac{5H 6H}{7g 6g}$

$5H6H$ – поля допусків внутрішньої різьби
 $7g6g$ – поля допусків зовнішньої різьби

Якщо крок різьби великий, то в позначенні його не вказують: $M16 - 4H5H$.
 За табл. К.2 крок різьби $P = 2$ мм.

Якщо для зовнішньої різьби поля допусків середнього і зовнішнього діаметрів збігаються, то його в позначенні поля допуску різьби не повторюють: $M12-6g$.

Якщо для внутрішньої різьби поля допусків середнього і внутрішнього діаметрів збігаються, то його в позначенні поля допуску різьби не повторюють: $M12-6H$.

Якщо довжина згвинчування різьби є «нормальною», то її в позначенні не вказують.

Якщо довжина згвинчування різьби «коротка» S або «довга» L , то її вказують після позначення поля допуску різьби і відокремлюють тире: $M20 \times 2 - 5H - S$, $M6 - 7H / 7g6g - L$.

Відсутність позначення поля допуску різьби означає «середній» клас точності і відповідно такі поля допусків:

Внутрішня різьба: $5H$ для різьби до $M1,4$ включно; $6H$ для різьби $M1,6$ і більше. (За винятком різьби з кроком $P=0,2$ мм, для якої установлюють тільки квалітет 4).

Зовнішня різьба: $6h$ для різьби до $M1,4$ включно; $6g$ для різьби $M1,6$ і більше.

Умовне позначення **багатозахідної** метричної різьби: $M24 \times Ph3P1,5 - 6g$

$M24$ – різьба метрична, номінальний (зовнішній) діаметр 24 мм;
 $Ph3$ – хід різьби 3 мм;
 $P1,5$ – крок різьби 1,5 мм;
 $6g$ – поле допуску середнього діаметра d_2 та зовнішнього діаметра d зовнішньої різьби.

Для більшої ясності кількість заходів, тобто значення Ph/P , може бути вказана словами в дужках: $M24 \times Ph3P1,5$ (двохзахідна) – $6g$.

Ліву різьбу позначають літерами LH , які слідує після позначення різьби:

$M10 \times 1 - LH$;
 $M8 \times 0,5 - 5g4g - S - LH$;

$M16 \times Ph6P2 - 7H - L - LH$;
 $M16 \times Ph6P2$ (трьохзахідна) $-7H-L-LH$.

Приклади позначення точності різьб та посадок на кресленнях наведені на рис. 9.7.

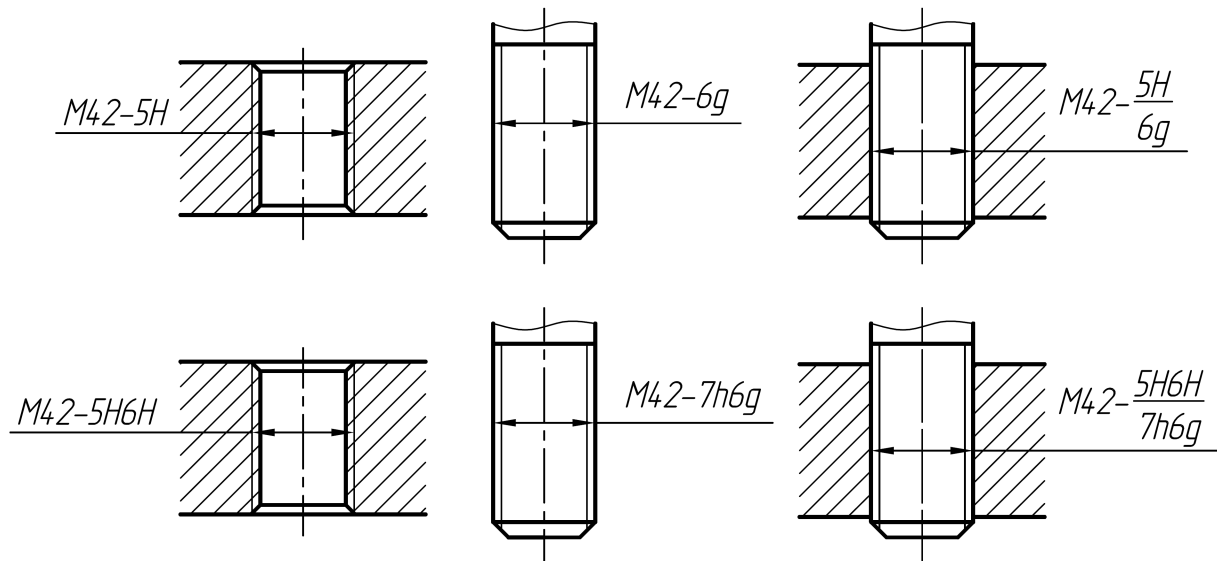


Рис. 9.7 – Позначення на кресленнях точності різьб та різьбових посадок

Приклад 9.1. Визначити граничні розміри діаметрів різьби болта та гайки для різьбового з'єднання: $M20 \times 2 - 6H/6g$. Побудувати схему розташування полів допусків.

1. Визначаються номінальні розміри різьбового з'єднання:

Зовнішній діаметр $D = d = 20$ мм, крок $P = 2$ мм.

За формулами в табл. К1, залежно від кроку різьби, номінальні розміри середнього і внутрішнього діаметрів дорівнюють:

$$D_2 (d_2) = d - 0,6495 P = 20 - 0,6495 \cdot 2 = 18,701 \text{ мм}$$

$$D_1 (d_1) = d - 1,0825 P = 20 - 1,0825 \cdot 2 = 17,835 \text{ мм}$$

2. Визначаються граничні розміри гайки $M20 \times 2 - 6H$.

Поле допуску різьби гайки $6H$ (тобто поле допуску середнього діаметра $D_2 - 6H$ та поле допуску внутрішнього діаметра $D_1 - 6H$). За табл. К.5 визначаються основні відхилення середнього, внутрішнього та зовнішнього діаметрів:

$$EI_{D_2} = EI_{D_1} = EI_D = 0 \text{ мкм}$$

Числові значення допусків T_{D_2} та T_{D_1} визначаються за табл. К.3, К.4 ($T_{D_2} = 212$ мкм, $T_{D_1} = 375$ мкм). Верхні відхилення середнього та внутрішнього діаметрів визначаються як:

$$ES_{D_2} = EI_{D_2} + T_{D_2} = 0 + 212 = +212 \text{ мкм},$$

$$ES_{D_1} = EI_{D_1} + T_{D_1} = 0 + 375 = +375 \text{ мкм},$$

Визначаються граничні розміри гайки:

$$D_{2\max} = D_2 + ES_{D_2} = 18,701 + 0,212 = 18,913 \text{ мм};$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI_{D_2} = 18,701 + 0 = 18,701 \text{ мм};$$

$$D_{1\max} = D_1 + ES_{D_1} = 17,835 + 0,375 = 18,210 \text{ мм};$$

$$D_{1\min} = D_1 + EI_{D_1} = 17,835 + 0 = 17,835 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI_D = 20 + 0 = 20 \text{ мм};$$

D_{\max} - не встановлюється.

3. Визначаються граничні розміри болта $M20 \times 2 - 6g$.

Поле допуску різьби болта $6g$ (тобто поле допуску середнього діаметра $d_2 - 6g$ та поле допуску зовнішнього діаметра $d - 6g$). За табл. К.5 визначаються основні відхилення середнього, внутрішнього та зовнішнього діаметрів:
 $es_{d_2} = es_{d_1} = es_d = -38 \text{ мкм}$.

Числові значення допусків T_{d_2} та T_d визначаються за табл. К.3, К.4 ($T_{d_2} = 160 \text{ мкм}$; $T_d = 280 \text{ мкм}$). Нижні відхилення середнього та зовнішнього діаметрів визначаються як:

$$ei_{d_2} = es_{d_2} - T_{d_2} = -38 - 160 = -198 \text{ мкм};$$

$$ei_d = es_d - T_d = -38 - 280 = -318 \text{ мкм}.$$

Визначаються граничні розміри болта:

$$d_{2\min} = d_2 + ei_{d_2} = 18,701 + (-0,198) = 18,503 \text{ мм};$$

$$d_{2\max} = d_2 + es_{d_2} = 18,701 + (-0,038) = 18,663 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei_d = 20 + (-0,318) = 19,682 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es_d = 20 + (-0,038) = 19,962 \text{ мм};$$

$$d_{1\max} = d_1 + es_{d_1} = 17,835 + (-0,038) = 17,797 \text{ мм};$$

$d_{1\min}$ - не встановлюється.

4. Будується схема розташування полів допусків болта та гайки (рис. 9.8). На схемі величини відхилень та допусків зменшують вдвічі, бо вважають, що болт та гайка є співвісними.

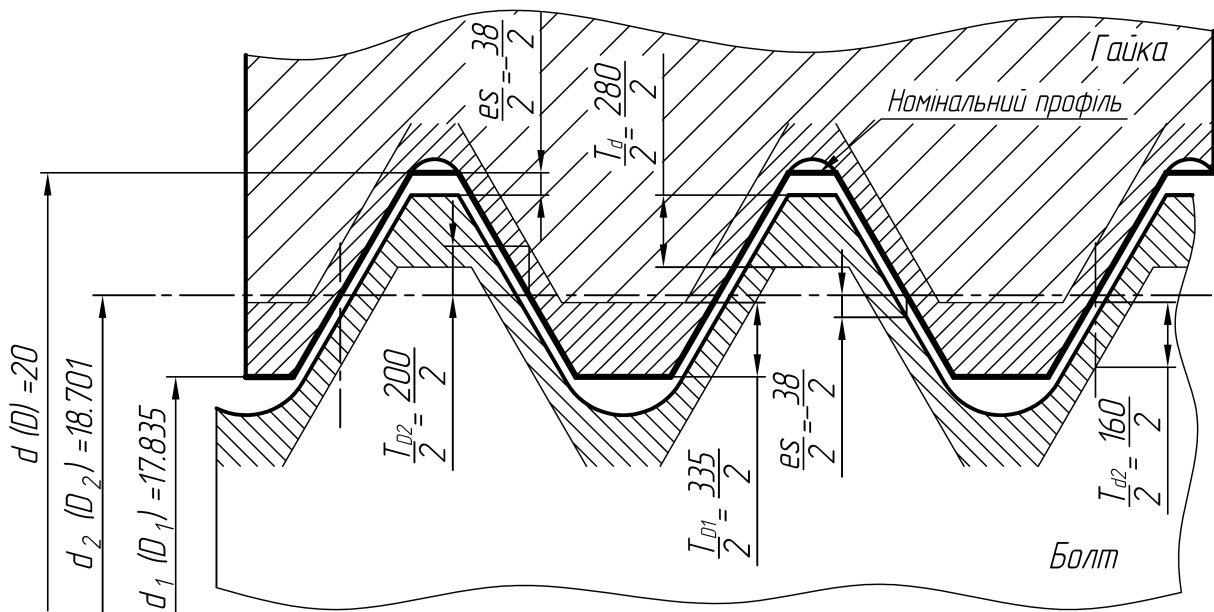


Рис. 9.8 - Схема розташування полів допусків різьбового з'єднання $M20 \times 2 - 6H/6g$

Приклад 9.2. Для різьбового з'єднання $M10-6H/5g6g$ визначити можливість згвинчування болта та гайки, якщо під час вимірювання отримані наступні розміри:

для болта: $d_{2\text{вим}} = 8,891 \text{ мм}$; $P_{\text{вим } B} = 1,48 \text{ мм}$; $\frac{\alpha}{2} \text{ лів } B = 30^\circ 22'$; $\frac{\alpha}{2} \text{ пр } B = 29^\circ 10'$

для гайки: $D_{2\text{вим}} = 9,148 \text{ мм}$; $P_{\text{вим } Г} = 1,45 \text{ мм}$; $\frac{\alpha}{2} \text{ лів } Г = 29^\circ 30'$; $\frac{\alpha}{2} \text{ пр } Г = 29^\circ 46'$

1. Визначаються номінальні розміри різьбового з'єднання.

Зовнішній діаметр $D = d = 10 \text{ мм}$. Оскільки у позначенні різьбового з'єднання крок не вказаний, то він є великий. За табл. К.2 визначається крок різьби $M10$: $P = 1,5 \text{ мм}$.

За формулами табл. К.1 визначають номінальні розміри середнього і внутрішнього діаметрів різьби:

$$D_2 (d_2) = d - 0,6495 P = 10 - 0,6495 \cdot 1,5 = 9,026 \text{ мм};$$

$$D_1 (d_1) = d - 1,0825 P = 10 - 1,0825 \cdot 1,5 = 8,376 \text{ мм}.$$

2. Визначаються граничні розміри гайки $M10 - 6H$.

Поле допуску різьби гайки $6H$ (тобто поле допуску середнього діаметра $6H$ та поле допуску внутрішнього діаметра $6H$). З табл. К.5 визначаються основні відхилення середнього, внутрішнього та зовнішнього діаметрів:

$$EI_{D_2} = EI_{D_1} = EI_D = 0 \text{ мкм}.$$

Числові значення допусків T_{D_2} та T_{D_1} визначаються за табл. К.3, К.4 ($T_{D_2} = 180 \text{ мкм}$; $T_{D_1} = 300 \text{ мкм}$). Верхні відхилення середнього та внутрішнього діаметрів визначаються як:

$$ES_{D_2} = EI_{D_2} + T_{D_2} = 0 + 180 = +180 \text{ мкм};$$

$$ES_{D_1} = EI_{D_1} + T_{D_1} = 0 + 300 = +300 \text{ мкм}.$$

Граничні розміри гайки:

$$D_{2\text{max}} = D_2 + ES_{D_2} = 9,026 + 0,180 = 9,206 \text{ мм};$$

$$D_{2\text{min}} = D_2 + EI_{D_2} = 9,026 + 0 = 9,026 \text{ мм};$$

$$D_{1\text{max}} = D_1 + ES_{D_1} = 8,376 + 0,300 = 8,676 \text{ мм};$$

$$D_{1\text{min}} = D_1 + EI_{D_1} = 8,376 + 0 = 8,376 \text{ мм};$$

$$D_{\text{min}} = D + EI_D = 10 + 0 = 10 \text{ мм};$$

$$D_{\text{max}} - \text{не встановлюється}.$$

3. Визначаються граничні розміри болта $M10 - 5g6g$.

Поле допуску різьби болта $5g6g$ (тобто поле допуску середнього діаметра $5g$ та поле допуску зовнішнього діаметра - $6g$). За табл. К.5 основні відхилення середнього, внутрішнього та зовнішнього діаметрів:

$$es_{d_2} = es_{d_1} = es_d = -32 \text{ мкм}.$$

Числові значення допусків T_{d_2} та T_d визначаються за табл. К.3, К.4 ($T_{d_2} = 106 \text{ мкм}$; $T_d = 236 \text{ мкм}$). Нижні відхилення середнього та зовнішнього діаметрів визначаються як:

$$ei_{d_2} = es_{d_2} - T_{d_2} = -32 - 106 = -138 \text{ мкм};$$

$$ei_d = es_d - T_d = -32 - 236 = -268 \text{ мкм}.$$

Граничні розміри болта:

$$d_{2\text{min}} = d_2 + ei_{d_2} = 9,026 + (-0,138) = 8,888 \text{ мм};$$

$$d_{2\max} = d_2 + es_{d_2} = 9,026 + (-0,032) = 8,994 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei_d = 10 + (-0,268) = 9,732 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es_d = 10 + (-0,032) = 9,968 \text{ мм};$$

$$d_{1\max} = d_1 + es_{d_1} = 8,376 + (-0,032) = 8,344 \text{ мм};$$

$$d_{1\min} - \text{не встановлюється.}$$

4. Визначається діаметральна компенсація похибки кроку f_p

$$\text{для болта: } f_{p_B} = 1,732 \cdot \Delta P_B = 1,732 \cdot |P_{\text{вим } B} - P| = 1,732 \cdot |1,48 - 1,5| = 0,03464 \text{ мм};$$

$$\text{для гайки: } f_{p_\Gamma} = 1,732 \cdot \Delta P_\Gamma = 1,732 \cdot |P_{\text{вим } \Gamma} - P| = 1,732 \cdot |1,45 - 1,5| = 0,0866 \text{ мм}.$$

5. Визначається діаметральна компенсація похибки половини кута профілю f_α для болта та гайки за формулами відповідно:

$$f_{\alpha_B} = 0,36 \cdot P \cdot (\Delta \frac{\alpha}{2})_B \text{ та } f_{\alpha_\Gamma} = 0,36 \cdot P \cdot (\Delta \frac{\alpha}{2})_\Gamma,$$

де $(\Delta \frac{\alpha}{2})_B$ та $(\Delta \frac{\alpha}{2})_\Gamma$ - похибки половини кута профілю різьби відповідно болта і гайки:

$$(\Delta \frac{\alpha}{2})_B = \frac{|\Delta \frac{\alpha}{2} \text{ нр. } B| + |\Delta \frac{\alpha}{2} \text{ лів. } B|}{2} = \frac{|29^\circ 10' - 30^\circ| + |30^\circ 22' - 30^\circ|}{2} = 44';$$

$$(\Delta \frac{\alpha}{2})_\Gamma = \frac{|\Delta \frac{\alpha}{2} \text{ нр. } \Gamma| + |\Delta \frac{\alpha}{2} \text{ лів. } \Gamma|}{2} = \frac{|29^\circ 46' - 30^\circ| + |29^\circ 30' - 30^\circ|}{2} = 22'.$$

Діаметральна компенсація похибки половини кута профілю f_α для болта та гайки відповідно дорівнює:

$$f_{\alpha_B} = 0,36 \cdot P \cdot (\Delta \frac{\alpha}{2})_B = 0,36 \cdot 1,5 \cdot 44 \cdot 10^{-3} = 0,02376 \text{ мм};$$

$$f_{\alpha_\Gamma} = 0,36 \cdot P \cdot (\Delta \frac{\alpha}{2})_\Gamma = 0,36 \cdot 1,5 \cdot 22 \cdot 10^{-3} = 0,01188 \text{ мм}.$$

6. Визначаються приведені середні діаметри болта та гайки:

$$d_{2\text{прив}} = d_{2\text{вим}} + f_{p_B} + f_{\alpha_B} = 8,891 + 0,03464 + 0,02376 = 8,9494 \text{ мм};$$

$$D_{2\text{прив}} = D_{2\text{вим}} - (f_{p_\Gamma} + f_{\alpha_\Gamma}) = 9,148 - (0,0866 + 0,01188) = 9,0495 \text{ мм}.$$

7. Перевіряються умови згвинчування болта та гайки:

для болта:

$$d_{2\text{вим}} \geq d_{2\min}: d_{2\text{вим}} = 8,891 \text{ мм} \geq d_{2\min} = 8,888 \text{ мм, (умова виконується);}$$

$$d_{2\text{прив}} \leq d_{2\max}: d_{2\text{прив}} = 8,9494 \text{ мм} \leq d_{2\max} = 8,994 \text{ мм, (умова виконується);}$$

для гайки:

$$D_{2\text{вим}} \leq D_{2\max}: D_{2\text{вим}} = 9,148 \text{ мм} \leq D_{2\max} = 9,206 \text{ мм, (умова виконується);}$$

$$D_{2\text{прив}} \geq D_{2\min}: D_{2\text{прив}} = 9,0495 \text{ мм} \geq D_{2\min} = 9,026 \text{ мм, (умова виконується).}$$

Оскільки всі умови виконуються, то згвинчування болта і гайки забезпечується.

Посадки з натягом

Посадки з натягом застосовують у випадках, коли за конструкцією вузла не можна застосовувати різьбове з'єднання типу болт-гайка та засобів стопоріння різьби, а також коли з'єднання повинно гарантувати неможливість самовигвинчування шпильок під час вібрацій, змінних навантажень та коливань температури.

Посадки з натягом (ГОСТ 4608-81) застосовуються для нероз'ємних різьбових з'єднань.

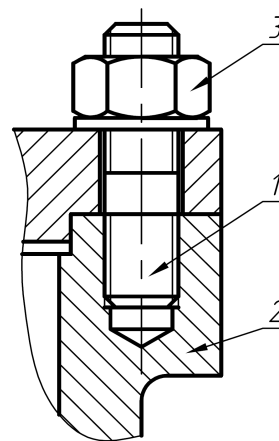


Рис. 9.9 – Шпилькове з'єднання

Прикладом посадки з натягом може служити посадка шпильки 1 в гніздо корпусу 2 (рис. 9.9). Шпилька повинна вкручуватись настільки щільно, щоб запобігти провертанню під дією вібрації, а також провертанню під час відкручування гайки 3.

Діаметри та кроки різьб для посадок з натягом наведені в табл. К.7.

Допуски діаметрів різьби. Для посадок з натягом на діаметральні розміри встановлені допуски за ступенями точності (табл. 9.4).

Таблиця 9.4

Квалітети допусків (ступені точності) внутрішньої та зовнішньої різьби для посадок з натягом (за ГОСТ 4608-81).

Діаметр зовнішньої різьби:	Квалітети (ступені точності)
- зовнішній d	6
- середній d_2	2; 3
Діаметр внутрішньої різьби:	
- середній D_2	2
- внутрішній D_1	4; 5

Допуски на внутрішній діаметр зовнішньої різьби d_1 та зовнішній діаметр D внутрішньої різьби не встановлено. Числові значення допусків на діаметри d та D_1 наведені в табл. К.3, а на діаметри d_2 і D_2 – в табл. К.8.

Основні відхилення та поля допусків. Посадки утворюються поєднанням полів допуску зовнішньої та внутрішньої різьби. Для одержання посадки з натягом, встановлені основні відхилення для зовнішніх різьб: для середнього діаметра d_2 – n , p , r ; для зовнішнього діаметра d – c , e ; для внутрішніх різьб: для середнього діаметра D_2 – H та для внутрішнього діаметра D_1 – C , D . Відхилення відраховують від номінального профілю різьби у напрямі, перпендикулярному до осі різьби. Основні відхилення та поля допусків різьби наведені в табл. 9.5, схема розташування полів допусків зовнішньої і внутрішньої різьби – на рис. 9.10, числові значення основних відхилень різьби наведені в табл. К.9.

Посадки. Посадка з натягом здійснюється тільки за середнім діаметром. За внутрішнім та зовнішнім діаметрами передбачені гарантовані зазори. Зазор між вершинами і западинами різьби необхідний для розміщення деформованого металу, що утворюється в процесі складання з'єднання з натягом.

Основні відхилення і поля допусків зовнішньої та внутрішньої різьби для посадок з натягом (за ГОСТ 4608-81)

Вид різьби	Діаметр різьби	Основні відхилення та поля допусків залежно від кроку P , мм	
		до 1,25 мм	понад 1,25 мм
Зовнішня різьба	Зовнішній d	$6e$	$6c$
	Середній d_2	$3n; 3p; 2r$	
Внутрішня різьба	Зовнішній D	H	
	Середній D_2	$2H$	
	Внутрішній D_1	$4D; 5D$	$4C; 5C$

Примітка. 1) Верхнє відхилення зовнішнього діаметра внутрішньої різьби D не встановлюється;
2) Нижнє відхилення внутрішнього діаметра зовнішньої різьби d_1 не встановлюється. Дно западини – за ГОСТ 16093-81.

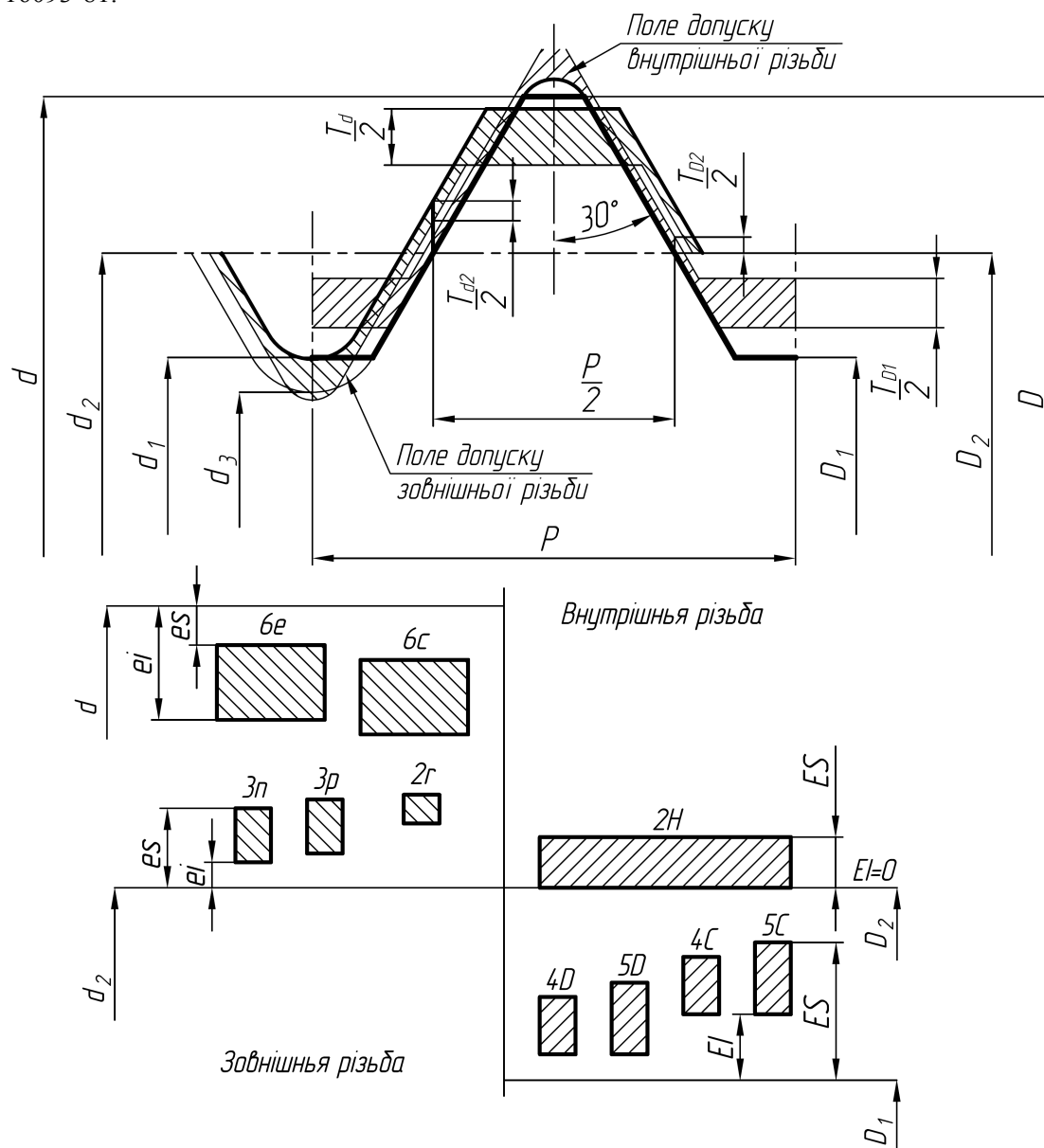


Рис. 9.10 – Поля допусків різьбового з'єднання з натягом

В табл. 9.6 наведені посадки з натягом, рекомендовані ГОСТ 4608-81.

Для посадок з натягом важливим є встановлення невеликих допусків середніх діаметрів шпильки та різьбового гнізда. За великих допусків поєднання

дійсних розмірів середніх діаметрів спряжених деталей може призвести до утворення найменшого граничного натягу, який не забезпечить міцності та нероз'ємності з'єднання, або до найбільшого гарантованого натягу, за якого шпилька скрутиться та різьба зірветься.

Таблиця 9.6

Поля допусків та посадки з натягом (за ГОСТ 4608-81)

Матеріал деталі з внутрішньою різьбою	Крок, P		Додаткові умо- ви складання
	до 1,25 мм	понад 1,25 мм	
	Посадки		
Чавун і алюмінієві сплави	$\frac{2H5D}{2r}$	$\frac{2H5C}{2r}$	-
Чавун, алюмінієві і магнієві сплави	$\frac{2H5D(2)}{3p(2)}$	$\frac{2H5C(2)}{3p(2)}$	Сортування на дві групи
Сталь, високоміцні і титанові сплави	$\frac{2H4D(3)}{3n(3)}$	$\frac{2H4C(3)}{3n(3)}$	Сортування на три групи

Примітка. В дужках () вказане число груп сортування.

Оскільки зменшення допусків на середні діаметри різьбових деталей є неекономічним, для забезпечення більш однорідних натягів у з'єднаннях застосовують селективне складання. Деталі з зовнішньою та внутрішньою різьбою сортують за розміром середнього діаметра на дві або три сортувальні групи. Поля допусків при цьому розділяють на дві або три однакові частини, які нумерують в одному напрямку, наприклад, знизу догори. Під час складання з'єднують між собою деталі, які входять до груп з однаковими номерами (рис. 9.11). Таке складання дозволяє зменшити собівартість виготовлення виробів, бо висока точність з'єднання досягається при більш широких допусках спряжених різьбових деталей.

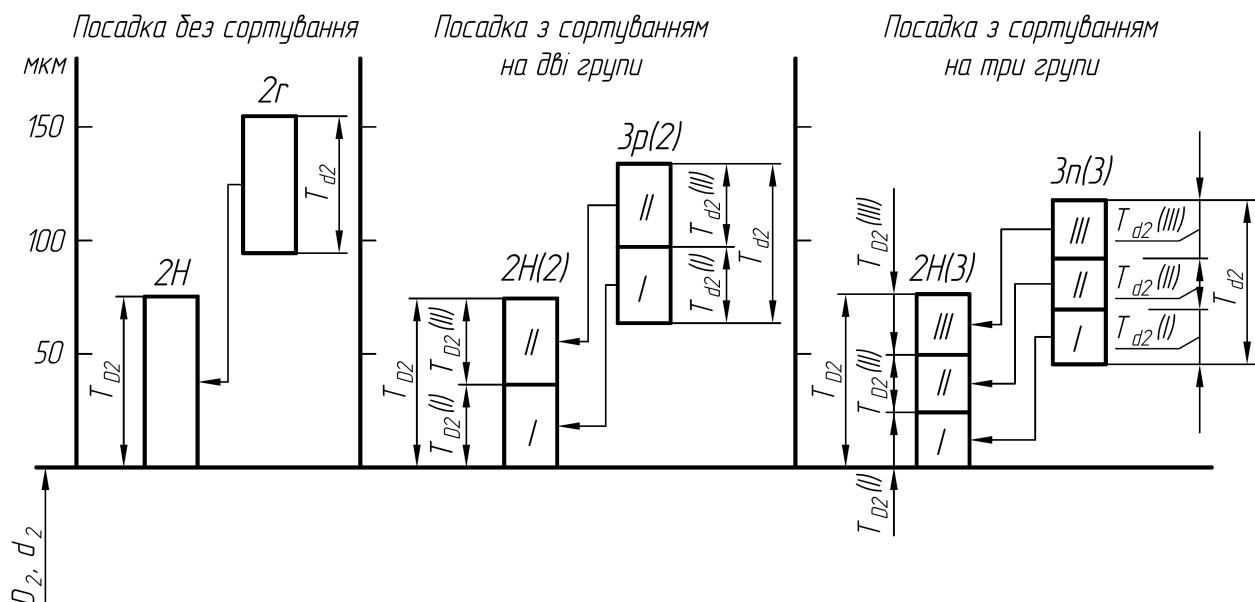


Рис. 9.11 – Схема полів допусків середнього діаметра в посадках з натягом; T_{D2} – поле допуску середнього діаметра внутрішньої різьби; T_{d2} – поле допуску середнього діаметра зовнішньої різьби; I, II, III – номери груп сортування; $T_{D2}(I)$, $T_{D2}(II)$, $T_{D2}(III)$ – поля допусків груп внутрішньої різьби; $T_{d2}(I)$, $T_{d2}(II)$, $T_{d2}(III)$ – поля допусків груп зовнішньої різьби

Довжини згвинчування. Рекомендовані довжини згвинчування залежать від матеріалу деталі з внутрішньою різьбою (гнізда) і наведені в табл. 9.7.

Таблиця 9.7

Довжини згвинчування різьби для посадок з натягом (за ГОСТ 4608-81)

Матеріал деталі з внутрішньою різьбою	Довжина згвинчування	
	найменша	найбільша
Сталь, високоміцні та титанові сплави	$1d$	$1,25d$
Чавун	$1,25d$	$1,5d$
Алюмінієві та магнієві сплави	$1,5d$	$2d$
<i>Примітка.</i> 1) d – номінальний діаметр різьби. 2) Допускаються інші довжини згвинчування, але вони потребують додаткової перевірки.		

Позначення посадок з натягом метричних різьб.

Посадка: $M\ 20 - \frac{2H\ 4C(3)}{3n(3)}$

1. Внутрішня різьба (гніздо): $M\ 20 - 2H\ 4C(3)$

- $M20$ – різьба метрична, номінальний (зовнішній) діаметр $D = 20$ мм; крок різьби не вказаний, значить він є великий. За табл. К.7: $P = 2,5$ мм;
 $2H$ – поле допуску середнього діаметра D_2 ;
 $4C$ – поле допуску внутрішнього діаметра D_1 ;
 (3) – число груп сортування.

Зовнішня різьба (шпилька): $M\ 20 - 3n(3)$

- $M20$ – різьба метрична, номінальний (зовнішній) діаметр $d = 20$ мм; крок різьби не вказаний, значить він є великий. За табл. К.7: $P = 2,5$ мм;
 $3n$ – поле допуску середнього діаметра d_2 ; поле допуску зовнішнього діаметра d не вказано: за табл. 9.5 для різьби з кроком $P > 1,25$ мм для зовнішнього діаметра прийняте поле допуску $6e$;
 (3) – число груп сортування.

2. Посадка: $M\ 12 \times 1,25 - \frac{2H\ 5D(2)}{3p(2)}$

Внутрішня різьба (гніздо): $M\ 12 \times 1,25 - 2H\ 5D(2)$

- $M12$ – різьба метрична, номінальний (зовнішній) діаметр $D = 12$ мм;
 $1,25$ – крок різьби дрібний $P = 1,25$ мм;
 $2H$ – поле допуску середнього діаметра D_2 ;
 $5D$ – поле допуску внутрішнього діаметра D_1 ;
 (2) – число груп сортування.

Зовнішня різьба (шпилька): $M\ 12 \times 1,25 - 3p(2)$

- $M12$ – різьба метрична, номінальний (зовнішній) діаметр $d = 12$ мм;
 $1,25$ – крок різьби $P = 1,25$ мм;
 $3p$ – поле допуску середнього діаметра d_2 ; поле допуску зовнішнього діаметра d не вказано: за табл. 9.5 для різьби з кроком $P \leq 1,25$ мм для зовнішнього діаметра прийняте поле допуску $6e$;
 (2) – число груп сортування.

Приклад позначення полів допусків та посадки різьбового з'єднання на кресленні наведений на рис. 9.12.

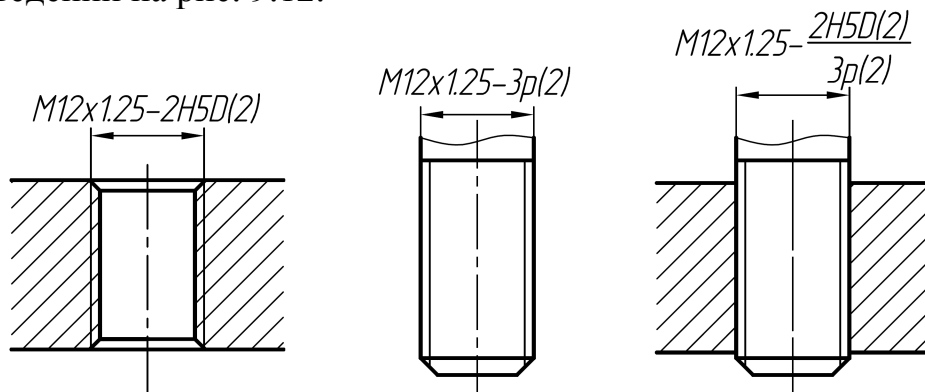


Рис. 9.12 – Позначення посадок з натягом різьбових з'єднань на кресленнях

Приклад 9.3. Визначити граничні розміри діаметрів різьби шпильки та гнізда для з'єднання $M16 \times 1,5 - 2H5C/2r$. Побудувати схеми полів допусків.

1. Визначаються номінальні розміри різьбового з'єднання:

Зовнішній діаметр $D = d = 16$ мм, крок $P = 1,5$ мм.

За формулами з табл. К1 номінальні розміри середнього і внутрішнього діаметрів дорівнюють:

$$D_2 (d_2) = d - 0,6495 P = 16 - 0,6495 \cdot 1,5 = 15,026 \text{ мм}$$

$$D_1 (d_1) = d - 1,0825 P = 16 - 1,0825 \cdot 1,5 = 14,376 \text{ мм}$$

2. Визначаються граничні розміри внутрішньої різьби (гнізда) $M16 \times 1,5 - 2H5C$

Поле допуску середнього діаметра $D_2 - 2H$ та поле допуску внутрішнього діаметра $D_1 - 5C$. За табл. К.9 визначаються основні відхилення середнього, внутрішнього та зовнішнього діаметрів:

$$EI_{D_2} = EI_D = 0 \text{ мкм}; \quad EI_{D_1} = +140 \text{ мкм}$$

За допусками, знайденими в табл. К.8, К.3, визначаються верхні відхилення середнього та внутрішнього діаметрів ($T_{D_2} = 75$ мкм, $T_{D_1} = 236$ мкм):

$$ES_{D_2} = EI_{D_2} + T_{D_2} = 0 + 75 = +75 \text{ мкм};$$

$$ES_{D_1} = EI_{D_1} + T_{D_1} = 140 + 236 = +376 \text{ мкм}.$$

Визначаються граничні розміри внутрішньої різьби:

$$D_{2\max} = D_2 + ES_{D_2} = 15,026 + 0,075 = 15,101 \text{ мм};$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI_{D_2} = 15,026 + 0 = 15,026 \text{ мм};$$

$$D_{1\max} = D_1 + ES_{D_1} = 14,376 + 0,376 = 14,752 \text{ мм};$$

$$D_{1\min} = D_1 + EI_{D_1} = 14,376 + 0,140 = 14,516 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI_D = 16 + 0 = 16 \text{ мм};$$

$$D_{\max} - \text{не встановлюється.}$$

3. Визначаються граничні розміри зовнішньої різьби (шпильки) $M16 \times 1,5 - 2r$.

Поле допуску середнього діаметра $d_2 - 2r$ та поле допуску зовнішнього діаметра $d - 6c$ (табл. 9.5). За табл. К.9 визначаються основні відхилення середнього та зовнішнього діаметрів: $ei_{d_2} = +95$ мкм; $es_d = -140$ мкм.

За допусками, (табл. К.8, К.3; $T_{d_2} = 56$ мкм; $T_d = 236$ мкм), визначається верхнє відхилення середнього діаметра та нижнє відхилення зовнішнього діаметра:

$$es_{d_2} = ei_{d_2} + T_{d_2} = +95 + 56 = +151 \text{ мкм};$$

$$ei_d = es_d - T_d = -140 - 236 = -376 \text{ мкм.}$$

Визначаються граничні розміри шпильки:

$$d_{2\min} = d_2 + ei_{d_2} = 15,026 + 0,095 = 15,121 \text{ мм};$$

$$d_{2\max} = d_2 + es_{d_2} = 15,026 + 0,151 = 15,177 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei_d = 16 + (-0,376) = 15,624 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es_d = 16 + (-0,140) = 15,860 \text{ мм.}$$

Основні відхилення та допуски на внутрішній діаметр d_1 не встановлюються. Дно западини – за ГОСТ 16093-81.

4. Будується схема розташування полів допусків шпильки та гнізда (рис. 9.13). На схемі величини відхилень та допусків зменшують вдвічі, бо вважають, що шпилька та гніздо є співвісними.

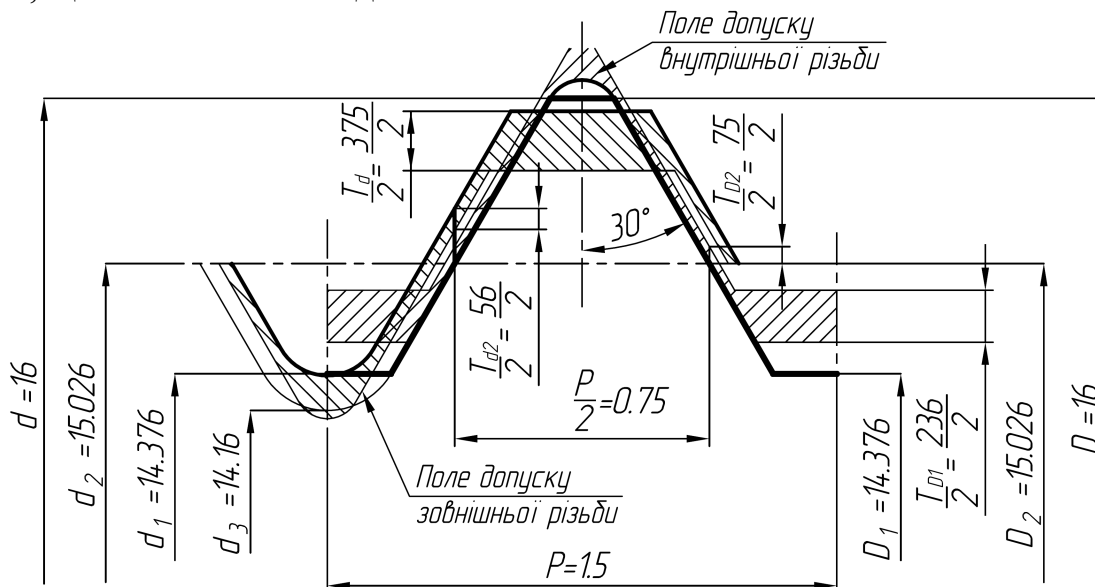


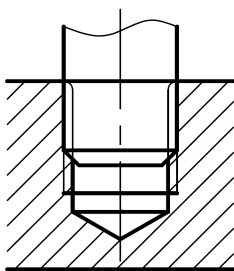
Рис. 9.13 - Схема розташування полів допусків різбового з'єднання $M16 \times 1,5 - 2H5C/2r$

Перехідні посадки

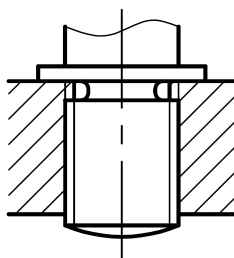
Перехідні посадки різбових з'єднань встановлені ГОСТ 24834-81. Перехідні посадки застосовуються для нерухомих з'єднань із обов'язковим заклинюванням деталей. Деталі з зовнішньою різьбою (шпильки) виготовляють, як правило, зі сталі, а деталі з внутрішньою різьбою – зі сталі, чавуну, алюмінієвих та магнієвих сплавів тощо. Основні види заклинювання різьби наведені на рис. 9.14.

Діаметри та кроки різб для з'єднань з перехідними посадками є такими ж самими, як і для посадок з натягом (табл. К.7). Перехідні посадки є більш технологічними порівняно з посадками з натягом, тому що не потребують селективного складання з розділенням деталей на сортувальні групи.

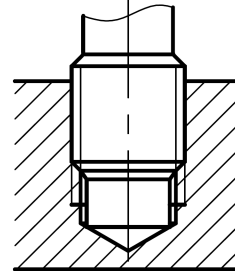
Конічний збіг різьби



Плоский бурт



Циліндрична цапфа



Для наскрізних і глухих отворів. Матеріал деталі з внутрішньою різьбою – сталь, чавун, алюмінієві та магнієві сплави.

Для наскрізних і глухих отворів. Матеріал деталі з внутрішньою різьбою – алюмінієві та магнієві сплави.

Лише для глухих отворів. Матеріал деталі з внутрішньою різьбою – сталь, чавун, алюмінієві та магнієві сплави.

Рис. 9.14 - Види заклинювання різьби з перехідними посадками

Допуски діаметрів різьби. Для перехідних посадок на розміри середніх діаметрів (d_2 , D_2) та діаметрів виступів (d , D_1) встановлені допуски за ступенями точності (табл. 9.8).

Таблиця 9.8

Ступені точності зовнішньої та внутрішньої різьби в перехідних посадках (за ГОСТ 24834-81)

Діаметр зовнішньої різьби:	Ступені точності
- зовнішній d	6
- середній d_2	2; 4
Діаметр внутрішньої різьби:	
- внутрішній D_1	6
- середній D_2	3, 4, 5

Допуски на внутрішній діаметр зовнішньої різьби d_1 та зовнішній діаметр D внутрішньої різьби не встановлюються. Числові значення допусків на діаметри d та D_1 наведені в табл. К.3, а на діаметри d_2 і D_2 – в табл. К.10.

Основні відхилення та поля допусків. Перехідна посадка здійснюється лише за середнім діаметром, а за зовнішнім та внутрішнім діаметрами передбачені гарантовані зазори. Для утворення перехідних посадок для середнього діаметра зовнішньої різьби d_2 встановлено чотири основних відхилення: jh ; j ; jk ; m . Для зовнішнього діаметра зовнішньої різьби d передбачене основне відхилення g . Для зовнішнього, середнього та внутрішнього діаметрів внутрішньої різьби встановлене основне відхилення H .

Основні відхилення та поля допусків різьби наведені в табл. 9.9, схема розташування полів допусків зовнішньої і внутрішньої різьби – на рис. 9.15. Числові значення основних відхилень зовнішнього діаметра зовнішньої різьби d , а також зовнішнього, середнього та внутрішнього діаметрів внутрішньої різьби D , D_1 , D_2 дорівнюють відповідним відхиленням різьби з зазором (табл. К.5). Числові значення основних відхилень середнього діаметра зовнішньої різьби d_2 наведені в табл. К.11.

**Поля допусків зовнішньої та внутрішньої різьби для перехідних посадок
(за ГОСТ 24834-81)**

Вид різьби	Діаметр різьби	Номинальний діаметр різьби d , мм	Поля допусків
Зовнішня різьба	Зовнішній d	Від 5 до 45	$6g$
	Середній d_2	Від 5 до 16	$2jk; 4jk; 2m; 4m$
		Від 18 до 30	$2j; 4j; 2m; 4m$
		Від 33 до 45	$4jh$
Внутрішня різьба	Зовнішній D	Від 5 до 45	H
	Середній D_2	Від 5 до 30	$3H; 4H; 5H$
		Від 33 до 45	$5H$
	Внутрішній D_1	Від 5 до 45	$6H$

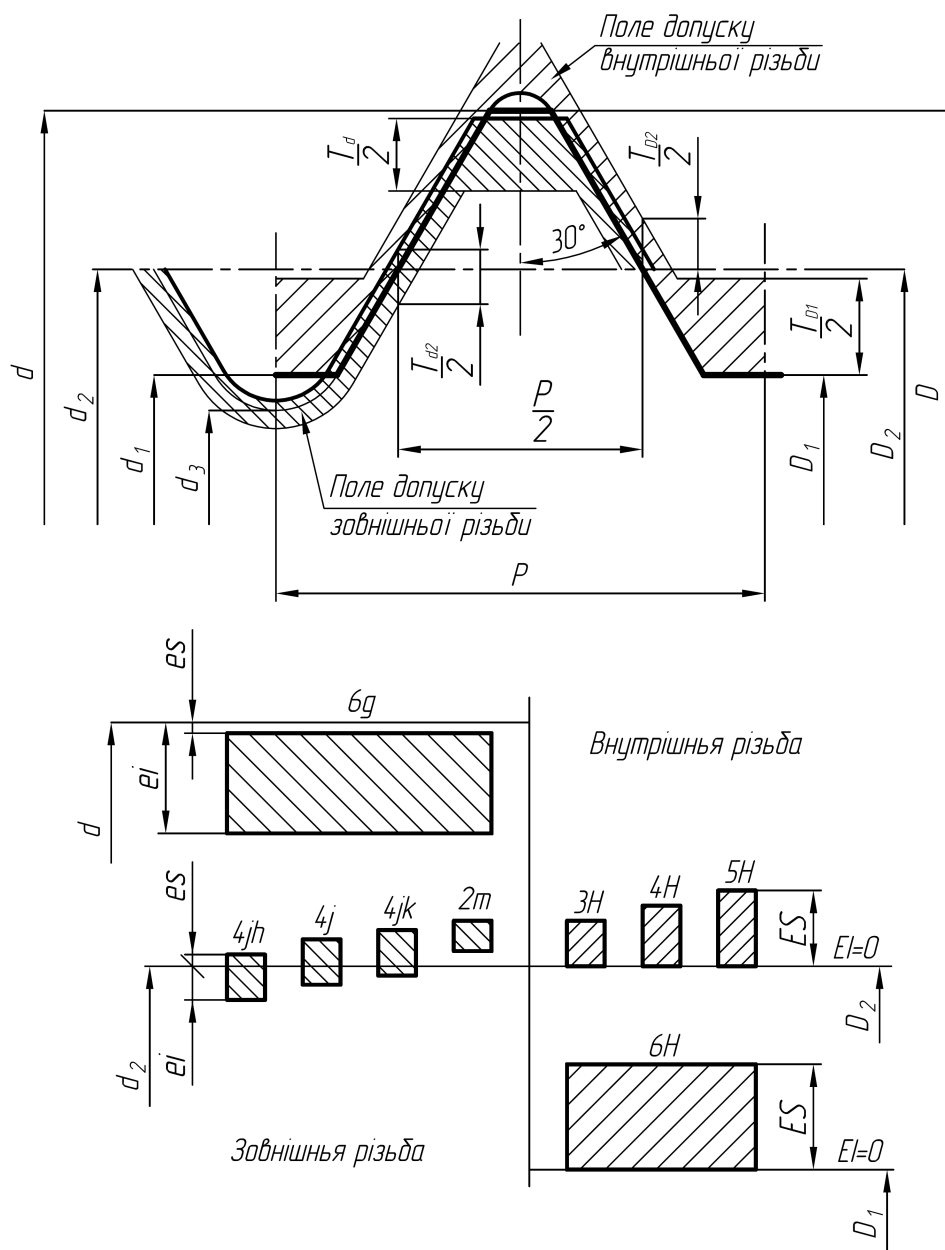


Рис. 9.15 – Поля допусків перехідної різьбової посадки

Посадки. Посадки утворюються поєднанням полів допусків зовнішньої та внутрішньої різьби. В табл. 9.10. наведено перехідні посадки рекомендовані ГОСТ 24834-81.

Таблиця 9.10

Перехідні посадки метричних різьб (за ГОСТ 24834-81)

Номинальний діаметр різьби d , мм	Матеріал деталі із внутрішньою різьбою	Посадки
від 5 до 16	Сталь	$\frac{4H6H}{4jk}; \frac{3H6H}{2m}$
	Чавун, алюмінієві і магнієві сплави	$\frac{5H6H}{4jk}; \frac{3H6H}{2m}$
від 18 до 30	Сталь	$\frac{4H6H}{4j}; \frac{3H6H}{2m};$
	Чавун, алюмінієві і магнієві сплави	$\frac{5H6H}{4j}; \frac{3H6H}{2m}$
Від 33 до 45	Сталь, чавун, алюмінієві і магнієві сплави	$\frac{5H6H}{4jh}$

Довжини згвинчування. Рекомендовані довжини згвинчування метричних різьб з перехідними посадками є такими ж самими, як для посадок з натягом (табл. 9.7). Допускаються й інші довжини згвинчування, але в таких випадках застосування посадок потребує додаткової перевірки.

Позначення перехідних посадок метричних різьб. Позначення полів допусків метричних різьб в основному відповідає загальним правилам, однак в позначенні полів допусків зовнішньої різьби поле допуску зовнішнього діаметра d , яке утворюється поєднанням 6-ого ступеню точності з основним відхиленням g не вказується.

Посадка: $M 10 \times 1,25 - \frac{4H6H}{4jk}$.

Внутрішня різьба: $M 10 \times 1,25 - 4H6H$

$M10$ – різьба метрична, номінальний (зовнішній) діаметр $D = 10$ мм;

$1,25$ – крок $P = 1,25$ мм;

$4H$ – поле допуску середнього діаметра D_2 ;

$6H$ – поле допуску внутрішнього діаметра D_1

Зовнішня різьба: $M 10 \times 1,25 - 4jk$

$M10$ – різьба метрична, номінальний (зовнішній) діаметр $d = 10$ мм;

$1,25$ – крок $P = 1,25$ мм;

$4jk$ – поле допуску середнього діаметра d_2 ;

поле допуску зовнішнього діаметра d не вказано: за табл. 9.9 поле допуску - $6g$

Позначення посадки на кресленні вказане на рис. 9.16.

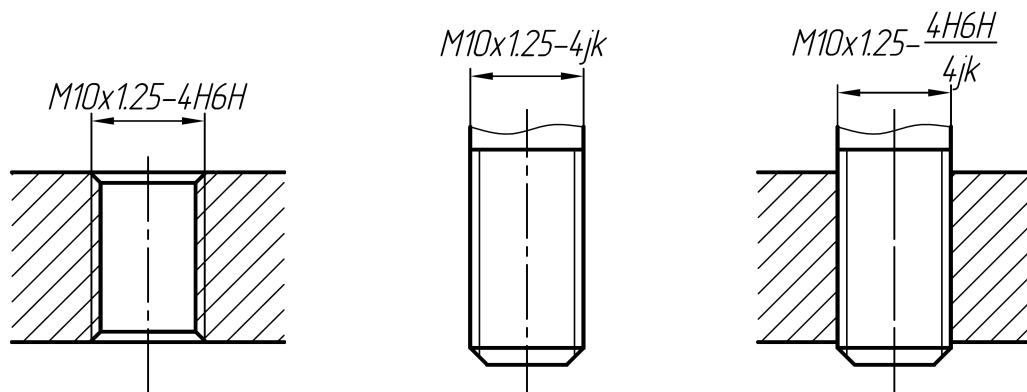


Рис. 9.16 – Позначення перехідних посадок різьбового з'єднання на кресленнях

Приклад 9.4. Визначити граничні розміри діаметрів шпильки та гнізда для різьби $M24-3H6H/2m$. Побудувати схеми розташування полів допусків.

1. Визначаються номінальні розміри різьбового з'єднання:

Зовнішній діаметр $D = d = 24$ мм.

Крок різьби не вказаний, значить він є великий. За табл. К.7: $P=3$ мм. За формулами (табл. К.1) номінальні розміри середнього і внутрішнього діаметрів дорівнюють:

$$D_2 (d_2) = d - 0,6495 P = 24 - 0,6495 \cdot 3 = 22,052 \text{ мм}$$

$$D_1 (d_1) = d - 1,0825 P = 24 - 1,0825 \cdot 3 = 20,753 \text{ мм}$$

2. Визначаються граничні розміри внутрішньої різьби (гнізда) $M24 - 3H6H$

Поле допуску середнього діаметра $D_2 - 3H$; поле допуску внутрішнього діаметра $D_1 - 6H$. За табл. К.5 визначаються основні відхилення середнього, внутрішнього та зовнішнього діаметрів:

$$EI_{D_2} = EI_{D_1} = EI_D = 0 \text{ мкм}$$

Числові значення допусків T_{D_2} та T_{D_1} визначаються за табл. К.10, К.3 ($T_{D_2} = 132$ мкм; $T_{D_1} = 500$ мкм). Верхні відхилення середнього та внутрішнього діаметрів визначаються як:

$$ES_{D_2} = EI_{D_2} + T_{D_2} = 0 + 132 = +132 \text{ мкм},$$

$$ES_{D_1} = EI_{D_1} + T_{D_1} = 0 + 500 = +500 \text{ мкм},$$

Визначаються граничні розміри гнізда:

$$D_{2\max} = D_2 + ES_{D_2} = 22,052 + 0,132 = 22,184 \text{ мм};$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI_{D_2} = 22,052 + 0 = 22,052 \text{ мм};$$

$$D_{1\max} = D_1 + ES_{D_1} = 20,753 + 0,500 = 21,253 \text{ мм};$$

$$D_{1\min} = D_1 + EI_{D_1} = 20,753 + 0 = 20,753 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI_D = 24 + 0 = 24 \text{ мм};$$

$$D_{\max} - \text{не встановлюється.}$$

3. Визначаються граничні розміри болта $M24 - 2m$.

Поле допуску середнього діаметра $d_2 - 2m$ та поле допуску зовнішнього діаметра $d - 6g$ (табл. 9.9). За табл. К.11, К.5 визначаються основні відхилення середнього та зовнішнього діаметрів: $ei_{d_2} = +48$ мкм; $es_d = -48$ мкм.

Числові значення допусків T_{d_2} та T_d визначаються за табл. К.10, К.3 ($T_{d_2} = 80 \text{ мкм}$; $T_d = 375 \text{ мкм}$). Нижні відхилення середнього та зовнішнього діаметрів визначаються як:

$$es_{d_2} = ei_{d_2} + T_{d_2} = +48 + 80 = +128 \text{ мкм};$$

$$ei_d = es_d - T_d = -48 - 375 = -423 \text{ мкм}.$$

Визначаються граничні розміри болта:

$$d_{2\min} = d_2 + ei_{d_2} = 22,052 + 0,048 = 22,100 \text{ мм};$$

$$d_{2\max} = d_2 + es_{d_2} = 22,052 + 0,128 = 22,180 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei_d = 24 + (-0,423) = 23,577 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es_d = 24 + (-0,048) = 23,952 \text{ мм};$$

Основні відхилення та допуски на внутрішній діаметр d_1 не встановлюються. Дно западини – за ГОСТ 16093-81.

4. Будується схема розташування полів допусків шпильки та гнізда (рис. 9.17). На схемі величини відхилень та допусків зменшують вдвічі, бо вважають, що шпилька та гніздо є співвісними.

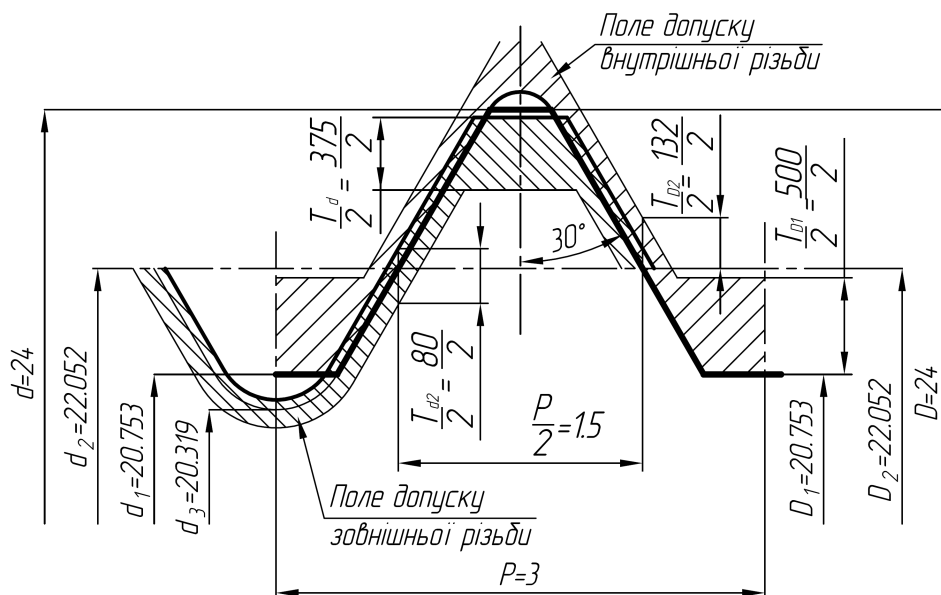


Рис. 9.17 - Схема розташування полів допусків різьбового з'єднання M24-3H6H/2m

9.4. Контрольні запитання

1. За якими ознаками класифікують різьбові з'єднання?
2. Якими параметрами визначається основний профіль метричної різьби?
3. Похибки кроку та половини кута профілю, їх діаметральна компенсація.
4. Приведений середній діаметр. Умови згвинчування різьбових деталей.
5. Довжини згвинчування. Класи точності різьби. Як призначаються різьбові посадки із зазором?
6. Основні відхилення та квалітети допусків (ступенів точності) діаметрів різьби в посадках з зазором, з натягом та перехідних.

7. Як розташовані поля допусків різьбових посадок з зазором, з натягом та перехідних.

8. Позначення на кресленнях різьбових посадок з зазором, з натягом та перехідних

9.5. Контрольні завдання

Завдання 9.1. Визначити граничні розміри діаметрів різьби болта та гайки для заданого з'єднання (табл. 9.11). Побудувати схеми полів допусків.

Завдання 9.2. Для заданого різьбового з'єднання визначити можливість згвинчування болта та гайки, якщо відомі дійсні розміри елементів різьби за результатами вимірювання (табл. 9.11). В таблиці прийняті позначення: $D_{2\text{вим}}$ - виміряний середній діаметр гайки; $d_{2\text{вим}}$ - виміряний середній діаметр болта; $P_{\text{вимГ}}$ - виміряний крок гайки; $P_{\text{вимБ}}$ - виміряний крок болта; $\frac{\alpha}{2}_{\text{лівГ}}$ та $\frac{\alpha}{2}_{\text{прГ}}$ - половина кута профілю відповідно лівої та правою сторони різьби гайки; $\frac{\alpha}{2}_{\text{лівБ}}$ та $\frac{\alpha}{2}_{\text{прБ}}$ - половина кута профілю відповідно лівої та правою сторони різьби болта.

Таблиця 9.11

Варіанти контрольних завдань 9.1 та 9.2.

№ п/п	Завдання 9.1	Завдання 9.2							
	Різьбове з'єднання	$D_{2\text{вим}}$	$d_{2\text{вим}}$	$P_{\text{вимГ}}$	$P_{\text{вимБ}}$	$\frac{\alpha}{2}_{\text{лівГ}}$	$\frac{\alpha}{2}_{\text{прГ}}$	$\frac{\alpha}{2}_{\text{лівБ}}$	$\frac{\alpha}{2}_{\text{прБ}}$
		Розміри в мм							
1.	M6-6H/6g	5,355	5,365	0,98	0,95	29°46'	30°16'	30°10'	29°48'
2.	M5-2H5D/2r	4,490	4,475	0,78	0,82	30°18'	29°56'	30°08'	30°12'
3.	M10-6H/6h	9,035	9,01	1,45	1,47	29°54'	30°14'	29°58'	30°18'
4.	M8-2H5D/2r	7,200	7,165	1,23	1,26	30°08'	29°48'	30°08'	30°18'
5.	M16-5H/6h	14,690	14,725	1,98	1,97	29°47'	30°10'	30°02'	30°12'
6.	M16-3H6H/2m	14,695	14,735	1,97	1,98	30°14'	29°58'	29°46'	30°16'
7.	M8-6G/6h	7,195	7,169	1,23	1,21	29°48'	30°04'	30°18'	29°56'
8.	M5-4H5H/6g	4,475	4,485	0,78	0,77	30°12'	30°06'	29°54'	30°14'
9.	M12-4H6H/4jk	10,875	10,865	1,72	1,74	30°06'	29°46'	30°08'	29°48'
10.	M12-5H6H/4jk	10,865	10,855	1,73	1,74	30°08'	30°18'	29°47'	30°10'
11.	M18-7H/7g6g	16,385	16,375	2,49	2,51	29°56'	30°10'	30°14'	29°58'
12.	M18-7G/5h4h	16,375	16,385	2,46	2,51	30°12'	29°48'	29°48'	30°04'
13.	M22-6H/6g	20,380	20,385	2,48	2,46	29°50'	30°10'	30°12'	30°06'
14.	M22-2H5C/2r	20,375	20,380	2,47	2,49	30°08'	29°42'	30°06'	29°46'
15.	M24-6H/6h	22,055	22,060	2,97	2,99	30°10'	30°18'	30°08'	30°18'
16.	M24-2H5C/2r	22,055	22,065	2,98	2,97	29°52'	30°06'	29°56'	30°10'
17.	M14-5H/6h	12,710	12,705	1,97	1,98	30°06'	29°54'	30°12'	29°48'
18.	M16-3H6H/2m	14,715	14,710	1,97	1,99	30°10'	30°18'	29°50'	30°10'
19.	M16×1,5-6G/6h	15,025	15,030	1,47	1,49	29°54'	30°14'	30°08'	29°42'
20.	M12×1-6H/6g	11,355	11,360	0,99	0,98	30°16'	29°50'	30°10'	30°18'
21.	M12×1,25-4H6H/4jk	11,200	11,185	1,22	1,24	30°18'	30°06'	29°52'	30°06'
22.	M14-5H6H/4jk	12,705	12,710	1,95	1,98	29°58'	30°14'	30°06'	29°54'
23.	M22-7H/7g6g	20,385	20,375	2,48	2,52	30°08'	30°16'	30°10'	30°18'
24.	M22-7G/5h4h	20,385	20,380	2,47	2,49	30°16'	29°52'	29°54'	30°14'

Продовження таблиці 9.11

№ п/п	Завдання 9.1	Завдання 9.2							
	Різьбове з'єднання	$D_{2\text{вим}}$	$d_{2\text{вим}}$	$P_{\text{вим Г}}$	$P_{\text{вим Б}}$	$\frac{\alpha}{2} \text{ лів Г}$	$\frac{\alpha}{2} \text{ пр Г}$	$\frac{\alpha}{2} \text{ лів Б}$	$\frac{\alpha}{2} \text{ пр Б}$
		Розміри в мм							
25.	M5-6H/4g	4,485	4,490	0,77	0,78	30°18'	30°08'	30°16'	29°50'
26.	M5-2H5D/2r	4,485	4,490	0,79	0,78	29°48'	30°18'	30°18'	30°06'
27.	M10-6H/4h	9,035	9,025	1,47	1,49	30°08'	30°10'	29°58'	30°14'
28.	M12×1,5-2H5C/2r	11,035	11,03	1,48	1,49	30°18'	30°08'	30°08'	30°16'
29.	M12×1,5-5H/4h	11,020	11,025	1,45	1,48	29°48'	30°18'	30°16'	29°52'
30.	M20-3H6H/2m	18,385	18,380	2,48	2,49	30°08'	30°10'	30°18'	30°08'
31.	M16×1,75-6G/6g	14,865	14,860	1,78	1,77	30°12'	29°48'	29°48'	30°18'
32.	M16×1,5-4H5H/6h	15,025	15,030	1,47	1,48	30°08'	30°12'	30°08'	30°10'
33.	M20-4H6H/4j	18,385	18,375	2,47	2,49	29°58'	30°14'	30°12'	29°48'
34.	M36-5H6H/4jh	33,415	33,405	3,98	3,99	30°16'	30°08'	30°08'	30°12'
35.	M24×2-5H6H/4j	22,710	22,705	1,98	1,97	30°08'	29°48'	29°58'	30°14'
36.	M24×2-5H6H/4j	22,705	22,710	1,99	1,98	30°16'	30°02'	30°16'	30°08'
37.	M5-4H6H/4jk	4,485	4,480	0,78	0,79	29°48'	30°14'	30°08'	29°48'
38.	M5-5H6H/4jk	4,485	4,490	0,79	0,78	30°06'	30°02'	30°16'	30°02'
39.	M10-7H/7g6g	9,025	9,035	1,48	1,49	30°04'	29°58'	29°48'	30°14'
40.	M16×1,5-7G/5h4h	15,03	15,025	1,48	1,51	30°02'	30°10'	30°06'	30°02'
41.	M16x1,5-7G/6f	15,025	15,03	1,47	1,49	29°56'	30°08'	30°04'	29°58'
42.	M16-2H5C/2r	14,705	14,710	1,99	1,98	30°06'	30°12'	30°02'	30°10'
43.	M16-7H/6h	14,710	14,705	1,98	1,99	30°14'	29°56'	29°56'	30°08'
44.	M12×1,5-2H5C/2r	11,035	11,025	1,43	1,45	30°04'	30°18'	30°06'	30°12'
45.	M12×1,5-4H5H/6h	11,025	11,03	1,42	1,48	29°54'	30°10'	30°14'	29°56'
46.	M22-3H6H/2m	20,380	20,375	2,45	2,51	30°12'	29°50'	30°04'	30°18'
47.	M14-6G/6h	12,710	12,705	1,96	1,99	30°16'	30°02'	29°54'	30°10'
48.	M12-6G/6h	10,870	10,865	1,74	1,73	29°56'	30°14'	30°12'	29°50'
49.	M12×1,5-6H/6g	11,030	11,025	1,46	1,47	30°10'	29°48'	30°16'	30°02'
50.	M12-4H6H/4jk	11,025	11,035	1,45	1,47	30°08'	30°12'	29°56'	30°14'

РОЗДІЛ 10. ДОПУСКИ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ТА ПЕРЕДАЧ

10.1. Ступені точності та види спряжень

Зубчасті передачі широко застосовують у машинах, приладах, верстатах.

Основні параметри зубчастих коліс та передач наведені на рис. 10.1 та в табл. 10.1.

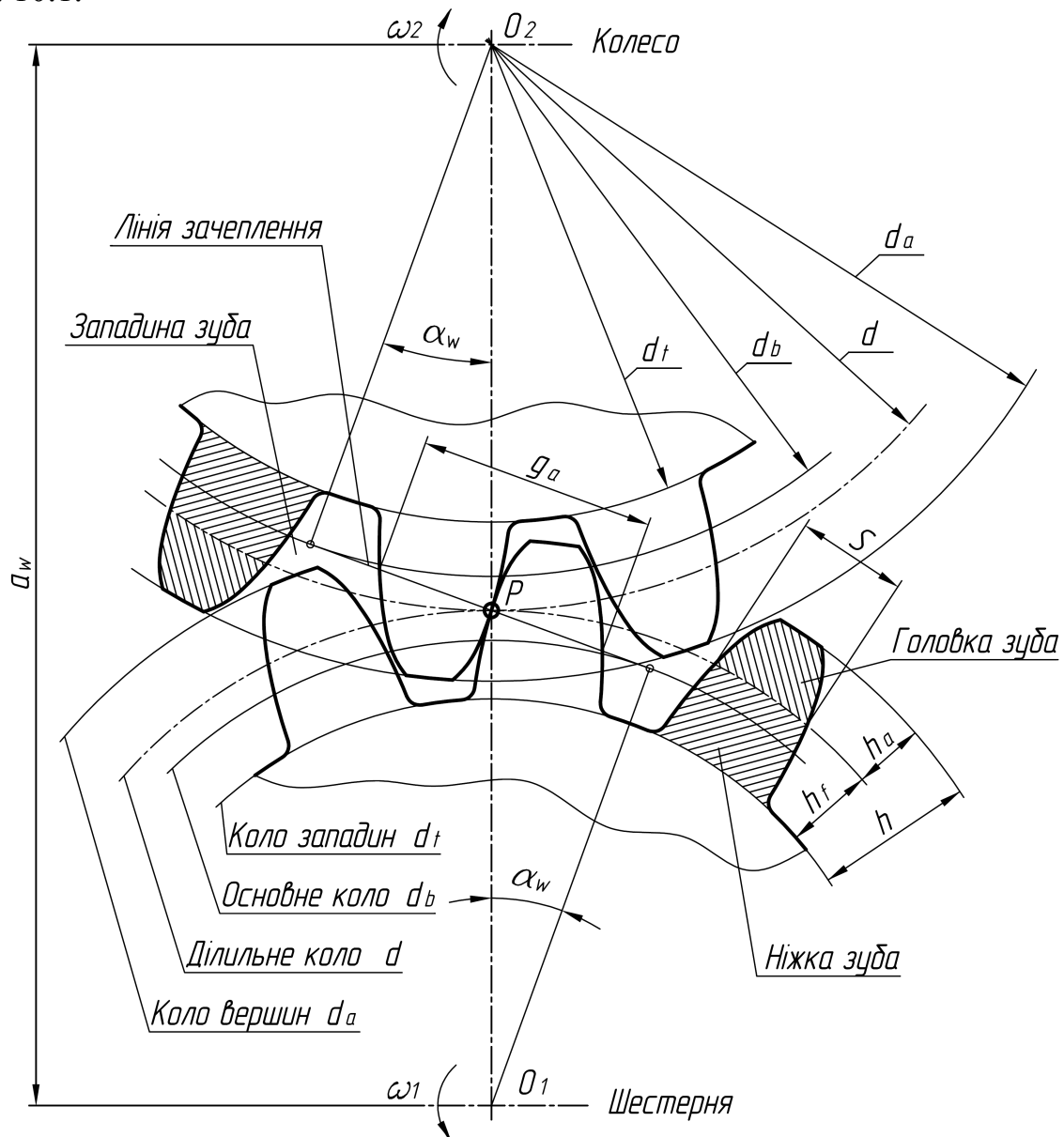


Рис. 10.1 – Основні елементи циліндричних зубчастих коліс та передач

Залежно від форми коліс і взаємного розташування осей зубчасті передачі поділяються на циліндричні (осі паралельні), конічні (осі перетинаються), гвинтові, гіпоїдні і черв'ячні (осі мимобіжні). За експлуатаційним призначенням зубчасті передачі розділяють на три основні групи: відлікові, швидкісні та силові [16].

Відлікові передачі повинні забезпечувати високу кінематичну точність, тобто точну узгодженість кутів повороту ведучого та веденого коліс. До цієї групи відносяться зубчасті передачі ділильних механізмів верстатів та приладів. Передачі характеризуються невеликим модулем коліс, передачею незначних навантажень і порівняно невеликими швидкостями обертання.

**Параметри зубчастих коліс та передач
(за ГОСТ 16530-83, ГОСТ 16531-83, фрагмент)**

Позначення	Параметр	Позначення	Параметр
m	- Модуль	z	- Число зубів
d	- Ділильний діаметр	a_w	- Міжосьова відстань
d_w	- Початковий діаметр	h	- Висота зуба
d_a	- Діаметр вершин зубів	h_f	- Висота ніжки зуба
d_f	- Діаметр западин	h_a	- Висота головки зуба
d_b	- Основний діаметр	S	- Товщина зуба
g_a	- Довжина активної частини лінії зачеплення	α_w	- Кут зачеплення

Примітка. Для параметрів шестерні (меншого з пари коліс) застосовують індекс 1, а для колеса (більшого з пари коліс) – індекс 2.

Швидкісні передачі повинні забезпечувати плавну передачу певного крутного моменту, тобто працювати без шуму і вібрації. До цієї групи передач відносять зубчасті передачі редукторних вузлів, коробок швидкостей верстатів, автомобілів, центрифуг тощо. Передачі мають середні модулі коліс, значну довжину зуба та працюють з високими швидкостями обертання.

Силові передачі повинні забезпечувати передачу значних крутних моментів за невисокої швидкості обертання. Такі передачі застосовують у підйомно-транспортних механізмах (редуктори кранів, ліфтів, конвеєрів тощо). Основна вимога до таких передач – це забезпечення найбільшої плями контакту зубів. Силові передачі мають великі модулі і велику довжину зуба.

Відповідно до цих експлуатаційних вимог усі параметри точності зубчастої передачі у відповідних стандартах розділені на три групи:

- параметри, що забезпечують **кінематичну точність**;
- параметри, що забезпечують **плавність роботи**;
- параметри, що забезпечують **контакт зубів**.

ГОСТ 1643-81 встановлює допуски на циліндричні евольвентні прямозубі, косозубі та шевронні зубчасті колеса та передачі з модулем $m = 1 - 55$ мм, ділильним діаметром до 6300 мм; шириною вінця до 1250 мм. ГОСТ 9178-81 поширюється на колеса та передачі з модулем $m = 0,1 - 1,0$ мм і ділильним діаметром до 400 мм.

У наведених вище стандартах за точністю виготовлення всі зубчасті колеса та передачі розділені на 12 ступенів точності, які позначаються у порядку зниження точності цифрами 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12. Для ступенів точності 1 і 2 числові значення допусків і відхилень поки не передбачені, ці ступені залишені для майбутнього розвитку. Для кожного ступеню точності встановлені окремо норми кінематичної точності, плавності роботи і контакту зубів коліс і передач. Усі ці три види норм можуть комбінуватися і призначатися з різних ступенів точності з урахуванням обмежень, наведених у стандартах. Схема системи допусків циліндричних зубчастих коліс наведена на рис. 10.2.

Незалежно від ступеню точності зубчастих коліс і передач стандартами встановлюються різні види спряжень зубів у передачі. За основу поділу за видами спряжень прийнятий гарантований (найменший) бічний зазор $j_{n \min}$.

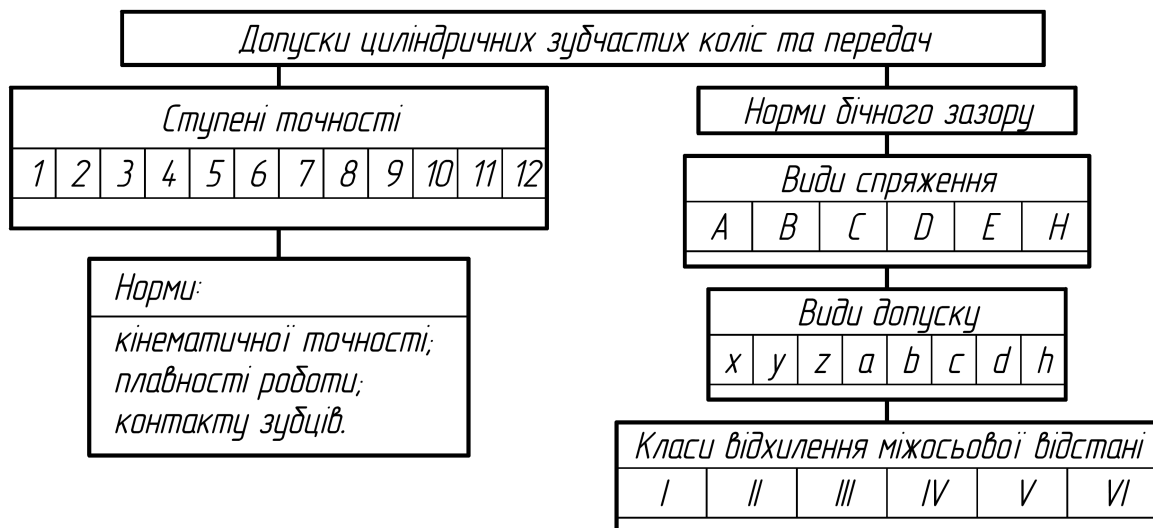


Рис. 10.2 – Система допусків циліндричних зубчастих коліс та передач

Бічний зазор j_n – це зазор між непрацюючими профілями зубів спряжених коліс. Він визначається у перерізі, перпендикулярному до напрямку зубів у площині, дотичній до основного кола (рис. 10.3). Бічний зазор призначений для створення необхідних умов змащення зубів, компенсації температурних деформацій у передачі, виключення заклинювання.

Встановлено шість **видів спряжень** зубчастих коліс у передачі *A, B, C, D, E, H* та вісім **видів допуску T_{jn} на бічний зазор** *x, y, z, a, b, c, d, h* (рис. 10.4). Позначення наведені у порядку зменшення величини бічного зазору та допуску на нього. Спряження *H* має нульовий бічний зазор. Як правило, спряженню *A* відповідає допуск бічного зазору *a*, спряженню *B* – допуск *b*, спряженню *C* – допуск *c*, спряженню *D* – допуск *d*, а спряженням *H, E* – допуск *h*.

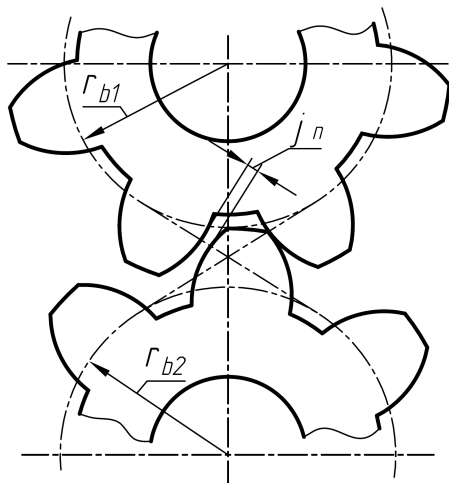


Рис. 10.3 – Визначення бічного зазору j_n у передачі: r_{b1}, r_{b2} – радіуси основних кіл зубчастих коліс

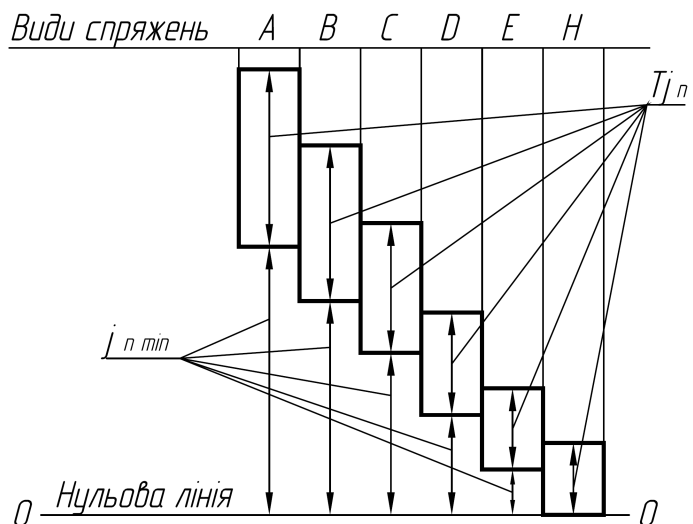


Рис. 10.4 – Схема полів допусків для видів спряжень *A, B, C, D, E, H*: $j_{n \min}$ – гарантовані бічні зазори; T_{jn} – допуски на бічні зазори

Для циліндричних зубчастих коліс встановлено шість **класів точності відхилення міжосьової відстані**, які позначають у порядку зниження точності

римськими цифрами I, II, III, IV, V, VI. Переважно застосовують для спряжень H і E – II клас, для D – III клас, для C – IV клас, для B – V клас і для A – VI клас. Проте допускається змінювати залежність між видом спряження і класом точності відхилення міжосьової відстані.

Позначення точності зубчастих коліс на кресленнях. Точність виготовлення зубчастих коліс і передач задається ступенем точності за нормами кінематичної точності, плавності роботи і контакту зубів у передачі, а вимоги до бічного зазору – видом спряження і видом допуску бічного зазору.

Наприклад: 8-7-6- Ba ГОСТ 1643-81, де 8 – ступінь точності за нормами кінематичної точності, 7 – ступінь точності за нормами плавності, 6 – ступінь точності за нормами контакту зубів, B – вид спряження, a – вид допуску бічного зазору.

Якщо на всі норми точності призначені однакові ступені точності, допуск бічного зазору відповідає прийнятому виду спряження, то в позначенні ступінь точності вказують тільки один раз, а допуск бічного зазору окремо не позначають.

Наприклад: 7- D ГОСТ 1643-81, де 7 – ступінь точності за нормами кінематичної точності, 7 – ступінь точності за нормами плавності, 7 – ступінь точності за нормами контакту зубів, D – вид спряження, d – вид допуску.

Якщо ступінь точності за якоюсь із норм не встановлюється, то замість цифри – ступеню точності – ставиться літера N . Наприклад, запис 8- N -6- Ba ГОСТ 1643-81 означає, що вимоги до норм плавності не встановлюються.

10.2. Показники точності зубчастих коліс та передач

ГОСТ 1643-81 встановлює терміни та позначення показників кінематичної точності, плавності роботи, контакту зубів та бічного зазору.

Показники кінематичної точності.

Кінематична похибка передачі $F_{\text{кпп}}$ (рис. 10.5) – це різниця між дійсним та номінальним (розрахунковим) кутами повороту веденого зубчастого колеса передачі. Похибка визначається у лінійних величинах довжини дуги ділильного кола.

Найбільша кінематична похибка передачі F'_{ior} (рис. 10.6) – це найбільша алгебраїчна різниця значень кінематичної похибки передачі за повний цикл зміни відносного положення зубчастих коліс.

Кінематична похибка зубчастого колеса $F_{\text{кпк}}$ – це різниця між дійсним та номінальним (розрахунковим) кутами повороту зубчастого колеса на його робочій осі, при зачепленні з вимірювальним (ідеальним) колесом. Під робочою віссю розуміють вісь, навколо якої зубчасте колесо обертається в передачі. Похибка визначається у лінійних величинах довжини дуги ділильного кола.

Найбільша кінематична похибка зубчастого колеса F'_{ir} (рис. 10.7) – це найбільша алгебраїчна різниця значень кінематичної похибки зубчастого колеса в межах його повного оберту.

Радіальне биття зубчастого вінця F_{rr} (рис. 10.8) – це різниця дійсних граничних положень вихідного контуру в межах зубчастого колеса (від його робочої осі).

Кінематична похибка зубчастого колеса на k кроках F'_{ikr} (рис. 10.9) – це різниця між дійсним та номінальним (розрахунковим) кутами повороту зубчастого колеса (певному числі зубів k) на його робочій осі, веденого вимірювальним зубчастим колесом, за номінального взаємного положення осей обертання обох коліс. Похибка визначається у лінійних величинах довжини дуги ділильного кола.

Накопичена похибка k кроків F_{pkr} (рис. 10.9) – найбільша різниця дискретних значень кінематичної похибки зубчастого колеса за його номінального повороту на k цілих кутових кроків.

Накопичена похибка кроку зубчастого колеса F_{pr} (рис. 10.9) визначається як найбільша алгебраїчна різниця значень накопичених похибок кроку у межах зубчастого колеса.

Похибка обкату F_{cr} – це складова кінематичної похибки зубчастого колеса, що визначається під час його обертанні на технологічній осі. Під технологічною віссю розуміють вісь, навколо якої колесо обертається у процесі остаточної механічної обробки зубів. Тобто похибку обкату можна визначити як похибку кінематичного ланцюга ділення зуборізального верстату.

Коливання довжини спільної нормалі F_{vwr} (рис. 10.10) – це різниця між найбільшою та найменшою дійсними довжинами спільної нормалі в одному і тому ж зубчастому колесі. Під дійсною довжиною спільної нормалі розуміють відстань W між двома паралельними площинами, дотичними до двох різноіменних активних бічних поверхонь зубчастого колеса.

Коливання вимірювальної міжосьової відстані за один оберт зубчастого колеса F''_{ir} ; на одному зубі f''_{ir} (рис. 10.11) – це різниця між найбільшою та найменшою дійсними міжосьовими відстанями при двохпрофільному зачепленні вимірювального ідеального зубчастого колеса з зубчастим колесом, що контролюється, при повороті останнього на один оберт або відповідно на один кутовий крок.

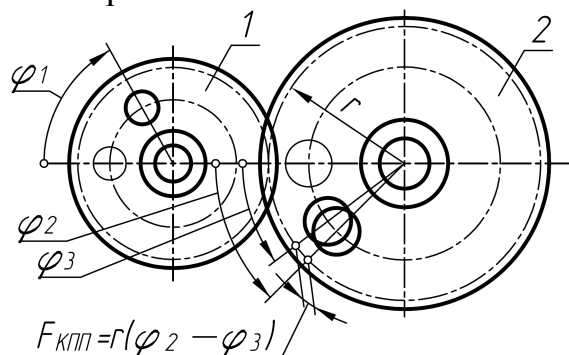


Рис. 10.5 – Кінематична похибка передачі F_{KPP} . 1 – ведуче колесо; 2 – ведене колесо; φ_1 – дійсний кут повороту ведучого колеса; φ_2 – дійсний кут повороту веденого колеса; φ_3 – номінальний кут повороту веденого колеса; $\varphi_3 = \varphi_1 \frac{z_1}{z_2}$, z_1 – кількість зубів ведучого колеса; z_2 – кількість зубів веденого колеса

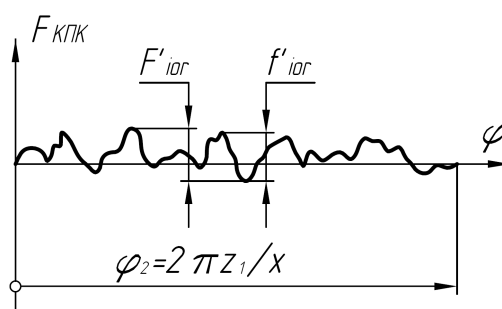


Рис. 10.6 – Крива кінематичної похибки передачі; F'_{ior} – найбільша кінематична похибка передачі; f'_{ior} – місцева кінематична похибка передачі; x – спільний найбільший дільник z_1 та z_2

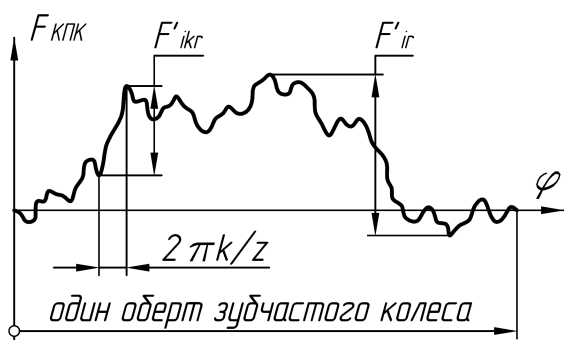


Рис. 10.7 – Найбільша кінематична похибка зубчастого колеса F'_{ir}

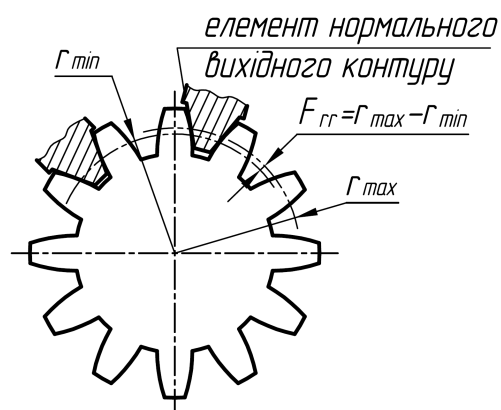


Рис. 10.8 – Радіальне биття зубчастого вінця F_{rr} . r_{max} – найбільше граничне положення вихідного контуру; r_{min} – найменше граничне положення вихідного контуру

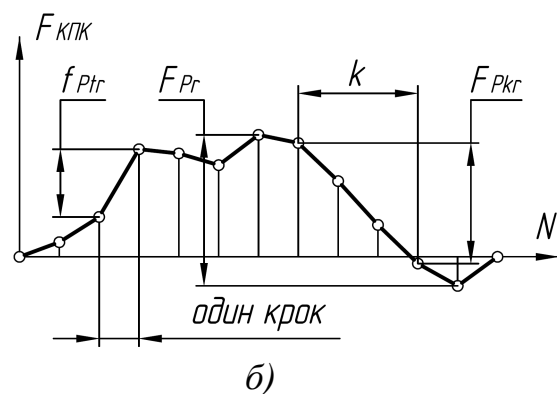
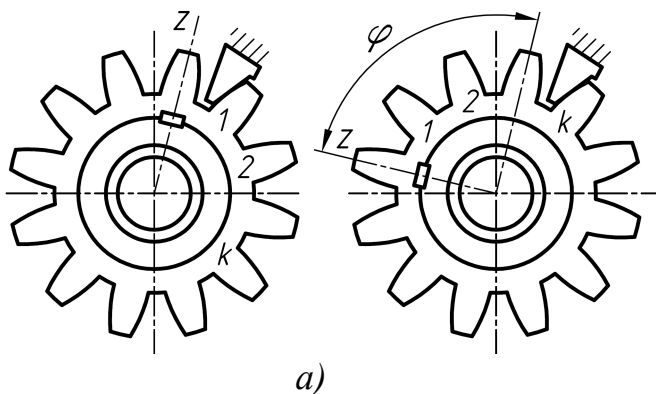


Рис. 10.9 – Накопичена похибка k кроків: а) схема визначення накопиченої похибки; б) графік накопичених відхилень кроку; k – число цілих кутових кроків; F_{Pkr} – накопичена похибка k кроків; F_{Pk} – накопичена похибка кроку зубчастого колеса; N – номери кроків

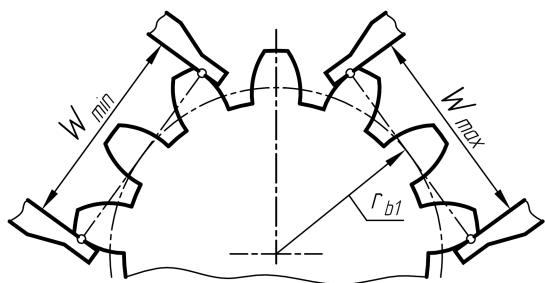


Рис. 10.10 – Схема визначення довжини спільної нормалі; $F_{vWr} = W_{max} - W_{min}$

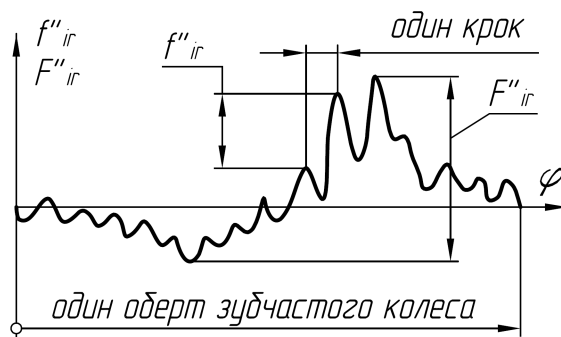


Рис. 10.11 – Коливання вимірювальної міжосьової відстані; F''_{ir} – за один оберт зубчастого колеса; f''_{ir} – на одному зубі

Показники плавності роботи.

Місцева кінематична похибка передачі f'_{ior} (рис. 10.6) – це найбільша різниця між місцевими сусідніми екстремальними значеннями кінематичної похибки передачі за повний цикл зміни відносного положення зубчастих коліс передачі.

Місцева кінематична похибка зубчастого колеса f'_{ir} (рис. 10.12) – це найбільша різниця між сусідніми екстремальними (мінімальними і максимальними) значеннями кінематичної похибки зубчастого колеса в межах його оберту.

Відхилення кроку f_{pr} (рис. 10.9) – це дискретне значення кінематичної похибки зубчастого колеса при його повороті на один номінальний кутовий крок ($k = 1$).

Відхилення кроку зачеплення f_{pbr} (рис. 10.13) – це різниця між дійсним та номінальним кроками зачеплення. Під дійсним кроком зачеплення розуміють найкоротшу відстань між двома паралельними площинами, дотичними до двох однойменних активних бічних поверхонь сусідніх зубів зубчастого колеса.

Похибка профілю зуба f_{fr} (рис. 10.14) – це відстань по нормалі між двома найближчими один до іншого номінальними торцевими профілями зуба, між якими розміщується дійсний торцевий активний профіль зуба зубчастого колеса.

Циклічна похибка передачі f_{zkr} – це подвоєна амплітуда гармонічної складової кінематичної похибки передачі.

Циклічна похибка зубчастого колеса f_{zkr} (рис. 10.15) – це подвоєна амплітуда гармонічної складової кінематичної похибки зубчастого колеса.

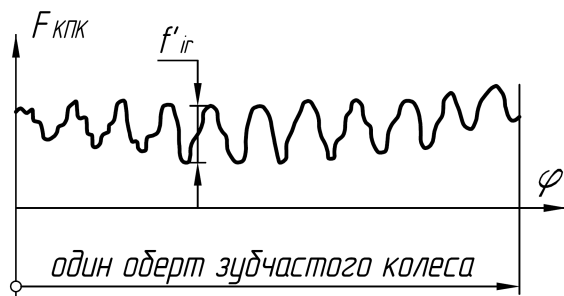


Рис. 10.12 – Місцева кінематична похибка зубчастого колеса f'_{ir}

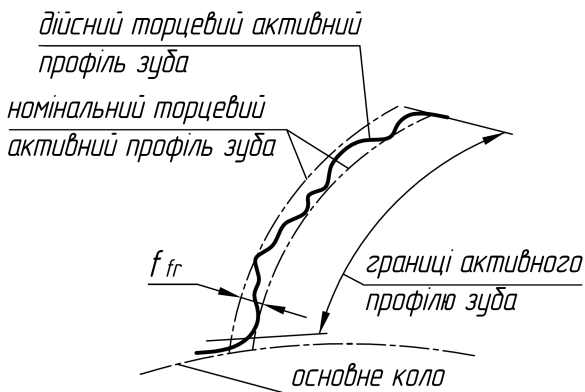


Рис. 10.14 – Похибка профілю зуба f_{fr}

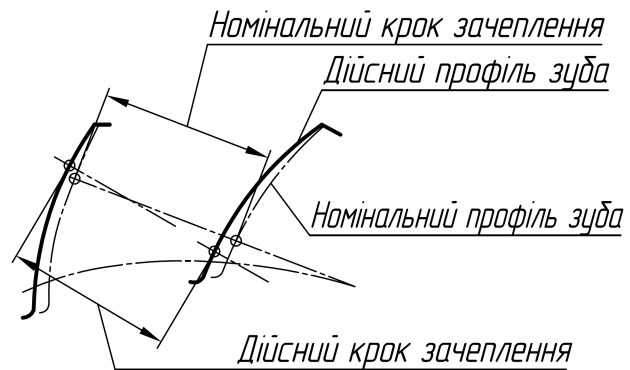


Рис. 10.13 – Відхилення кроку зачеплення f_{pbr}

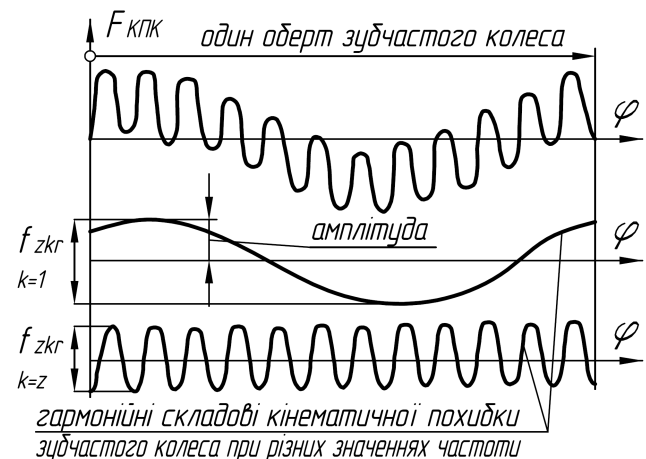


Рис. 10.15 – Циклічна похибка зубчастого колеса f_{zkr}

Циклічна похибка зубцевої частоти в передачі $f_{z\text{zor}}$ – це циклічна похибка передачі з частотою повторювань, що дорівнює частоті входження зубів у зачеплення.

Циклічна похибка зубцевої частоти зубчастого колеса $f_{z\text{zr}}$ – це циклічна похибка зубчастого колеса при зачепленні з вимірювальним зубчастим колесом з частотою повторювань, що дорівнює частоті входження зубів у зачеплення.

Показники контакту зубів

Миттєва пляма контакту – це частина активної бічної поверхні зуба колеса передачі, на якій розміщуються сліди його прилягання до зубів шестерні, які покриті фарбником, після повороту колеса зібраної передачі на повний оберт за легкого гальмування, що забезпечує безперервне контактування зубів обох зубчастих коліс.

Сумарна пляма контакту (рис. 10.16) – це частина активної бічної поверхні зуба зубчастого колеса, на якій розміщуються сліди прилягання зубів парного зубчастого колеса у складеній передачі після обертання під навантаженням. Визначаються відносні розміри плями контакту у відсотках:

$$\text{– за довжиною зуба} - \frac{a-c}{b} \cdot 100 \%,$$

де a – відстань між крайніми точками слідів прилягання; c – розриви плями контакту (враховуються, якщо c більше за модуль m зубчастого колеса); b – довжина зуба;

$$\text{– за висотою зуба} - \frac{h_m}{h_p} \cdot 100 \%,$$

де h_m – середня висота слідів прилягання; h_p – висота відповідної активної бічної поверхні.

Сумарна похибка контактної лінії F_{kr} (рис. 10.17) – це відстань по нормалі між двома найближчими одна до одної номінальними контактними лініями, між якими розміщується дійсна контактна лінія на активній бічній поверхні.

Похибка напрямку зуба $F_{\beta r}$ (рис. 10.18) – це відстань між двома найближчими одна до одної номінальними ділильними лініями зуба у торцевому перерізі, між якими розміщується дійсна ділильна лінія зуба, що відповідає робочій ширині зубчастого вінця.

Відхилення від паралельності осей f_{xr} (рис. 10.19) – відхилення від паралельності проекцій робочих осей зубчастих коліс в передачі на площину, в якій лежить одна з осей і точка іншої осі в середній площині передачі. Визначається у торцевій площині в лінійних одиницях на довжині, що дорівнює робочій ширині зубчастого вінця.

Перекіс осей f_{yr} (рис. 10.19) – відхилення від паралельності проекцій робочих осей зубчастих коліс в передачі на площину, паралельну до однієї з осей і перпендикулярну площину, в якій лежить ця вісь, і точка перетину іншої осі з середньою площиною передачі. Визначається у торцевій площині в лінійних одиницях на довжині, що дорівнює робочій ширині зубчастого вінця.

Під середньою площиною передачі розуміють площину, що проходить через середину робочої ширини зубчастого вінця.

Відхилення осьових кроків по нормалі F_{pxnr} (рис. 10.20) – це різниця між дійсною осьовою відстанню зубів та сумою відповідного числа номінальних осьових кроків, помножена на синус кута нахилу ділильної лінії зуба $F_{pxnr} = F_{pxn} \cdot \sin\beta$.

Під дійсною осьовою відстанню зубів розуміють відстань між однойменними лініями зубів косозубого зубчастого колеса вздовж прямої, паралельної до робочої осі.

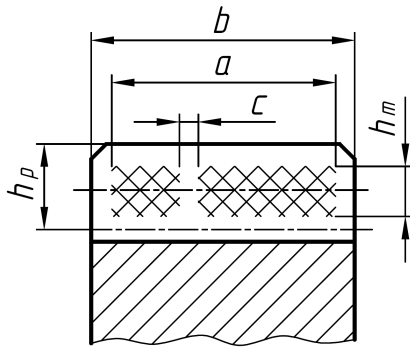


Рис. 10.16 – Сумарна пляма контакту

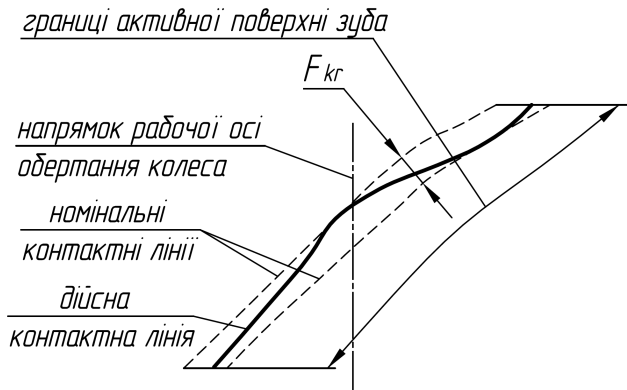


Рис. 10.17 – Сумарна похибка контактної лінії F_{kr}

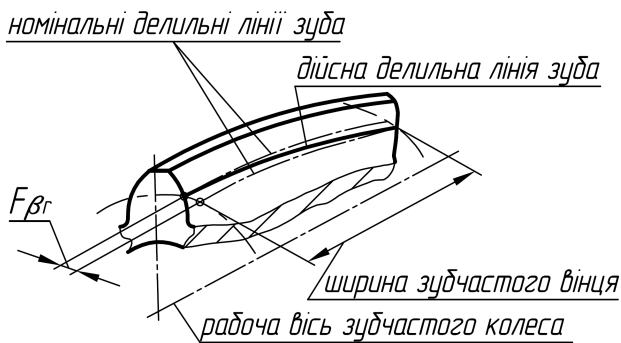


Рис. 10.18 – Похибка напрямку зуба $F_{\beta r}$

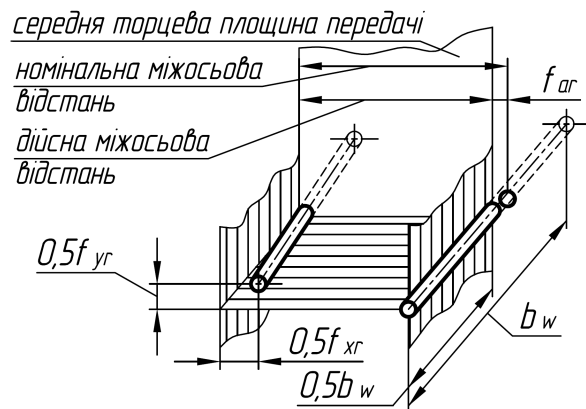


Рис. 10.19 – Відхилення від паралельності осей f_{xr} ; перекіс осей f_{yr}

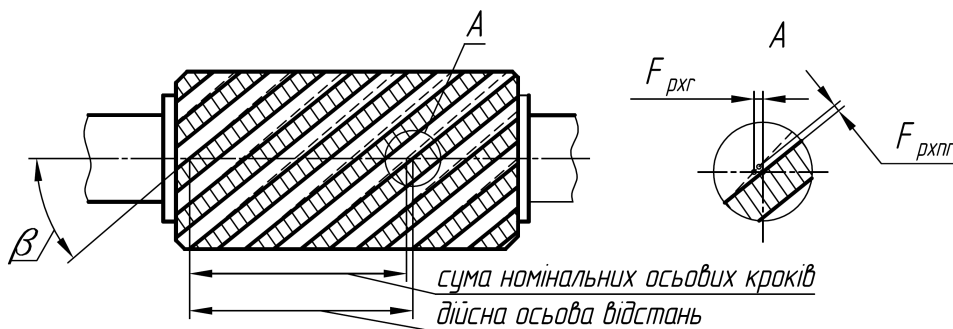


Рис. 10.20 – Відхилення осьових кроків по нормалі F_{pxnr}

Показники бічного зазору.

Відхилення міжосьової відстані f_{ar} – різниця між дійсною та номінальною міжосьовими відстанями в середній торцевій площині передачі. Граничними відхиленнями міжосьової відстані є верхнє $+f_a$ та нижнє $-f_a$.

Граничні відхилення вимірювальної міжосьової відстані (рис. 10.21) – різниця між допустимою найбільшою чи, відповідно, найменшою та номінальною міжцентровими відстанями. Під номінальною вимірювальною міжосьовою відстанню розуміють розрахункову міжосьову відстань для двохпрофільного зачеплення вимірювального зубчастого колеса з колесом, що контролюється, що має найменше додаткове зміщення вихідного контуру.

Для зубчастих коліс з зовнішніми зубами встановлені граничні відхилення: верхнє $+E_{a''s}$ і нижнє $-E_{a''i}$. Для зубчастих коліс з внутрішніми зубами встановлені граничні відхилення: верхнє $-E_{a''s}$ і нижнє $+E_{a''i}$.

Додаткове зміщення вихідного контура E_{Hr} .

Додаткове зміщення вихідного контура від його номінального положення в тіло зубчастого колеса здійснюється з метою забезпечення в передачі гарантованого бічного зазору (рис. 10.22).

Під номінальним положенням вихідного контура розуміють положення вихідного контура на зубчастому колесі, що не має похибок, за якого відстань від робочої осі обертання до ділильної прямої дорівнює:

$$H = \frac{m_n \cdot z}{2 \cos \beta} + x m_n,$$

де $x m_n$ – номінальне зміщення вихідного контура, що не передбачає бічного зазору.

Найменше додаткове зміщення вихідного контура для зубчастого колеса з зовнішніми зубами $-E_{Hs}$, а для зубчастого колеса з внутрішніми зубами $+E_{Hi}$.

Відхилення середньої довжини спільної нормалі E_{Wmr} (рис. 10.23) – різниця значень середньої довжини спільної нормалі зубчастого колеса та номінальної довжини спільної нормалі.

Середня довжина спільної нормалі W_{mr} визначається як середнє арифметичне із всіх дійсних довжин спільної нормалі зубчастого колеса:

$$W_{mr} = \frac{W_1 + W_2 + \dots + W_n}{n},$$

де W_1, W_2, \dots, W_n – дійсні довжини спільної нормалі; n – кількість спільних нормалей.

Відхилення товщини зуба E_{cr} – різниця між дійсною та номінальною товщинами зуба по постійній хорді.

Показники точності циліндричних зубчастих коліс наведені в табл. 10.2.

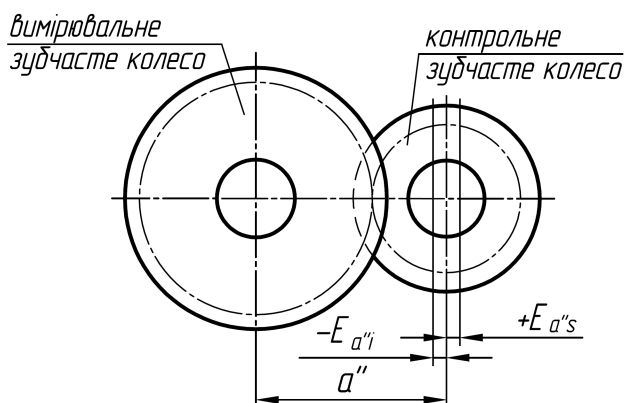


Рис. 10.21 – Граничні відхилення вимірювальної міжосьової відстані

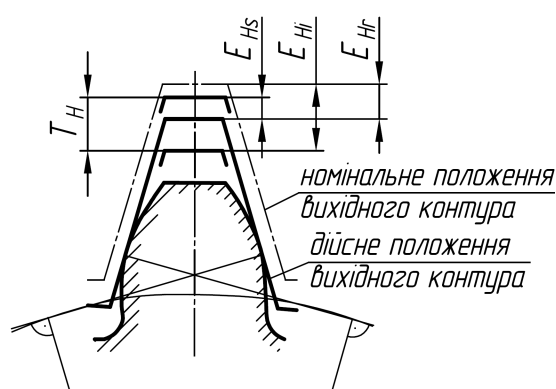


Рис. 10.22 – Додаткове зміщення вихідного контуру E_{Hr}

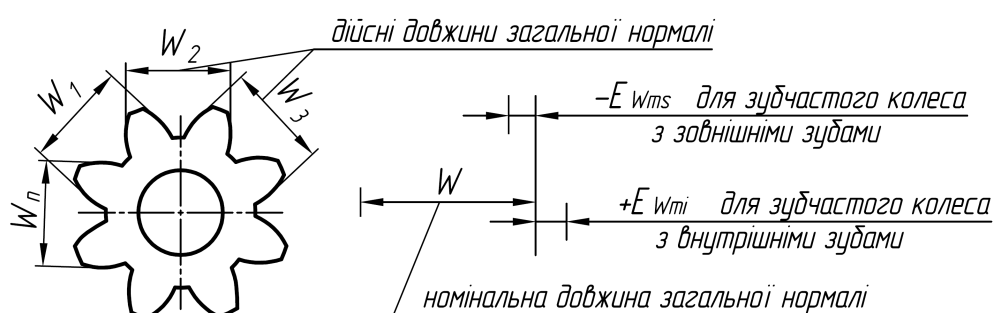


Рис. 10.23 – Відхилення середньої довжини спільної нормалі E_{Wmr}

Таблиця 10.2

Показники точності циліндричних зубчастих коліс (за ГОСТ 1643-81, фрагмент)

Система допусків циліндричних зубчастих коліс															
Ступені точності										Види спряжень зубів					
3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	A	B	C	D	E	H
Показники, що нормуються										Показники бічного зазору					
Кінематична точність			Плавність роботи			Контакт зубів									
Для коліс	Для передач		Для коліс	Для передач		Для коліс		Для передач		Для коліс		Для передач			
F'_{ir} F'_{ikr} F_{rr} F_{Pkr} F_{Pr} F_{cr} F_{vWr} F''_{ir}	F'_{ior}		f'_{ir} f''_{ir} f_{Ptr} f_{Pbr} f_{fr} f_{zkr} f_{zzr}	f'_{ior} f_{zkor} f_{zzor}		Миттєва пляма кон-такту; Сумарна пляма кон-такту; F_{kr} $F_{\beta r}$ F_{Pxnr}		Миттєва пляма кон-такту; Сумарна пляма кон-такту; f_{xr} f_{yr}		$E_{a''s}$ E_{Wmr} E_{Hr} E_{cr}		f_{ar} $j_{n\ min}$			

10.3. Вибір показників чи комплексів точності

Для кожної з трьох норм точності (кінематичної, плавності та контакту) передбачені окремі показники точності чи комплекси з кількох показників, які застосовують для контролю зубчастих коліс.

Згідно з ГОСТ 1643-81 у табл. 10.3 наведені окремі показники та комплекси контролю зубчастих коліс за різними нормами точності, які вибирають залежно від діаметрів зубчастих коліс та ступенів точності їх виготовлення. Кожний встановлений комплекс показників, що рекомендується при прийманні зубчастих коліс і передач, є рівноправним поряд з іншими. Показники вибрані таким чином, щоб вони доповнювали один одного. Під час вибору показників точності чи комплексів зубчастого колеса варто враховувати конкретні умови виробництва, зокрема наявність на виробництві тих чи інших засобів вимірювання.

Для контролю зубчастих передач бажано застосовувати показники, що визначаються безпосередньо у зібраному механізмі.

Таблиця 10.3

**Показники та комплекси контролю точності зубчастих коліс
(за ГОСТ 1643-81, фрагмент)**

Норми точності	Показник точності чи комплекс		Ступені точності						
	Найменування	Позначення	6	7	8	9	10	11	12
Показники кінематичної точності	Найбільша кінематична похибка	F'_{ir}	×	×	×	-	-	-	-
	Накопичена похибка кроку	F_{Pr}	×	-	-	-	-	-	-
	Накопичена похибка k кроків	F_{Pkr}							
	Накопичена похибка кроку	F_{Pr}	-	×	×	-	-	-	-
	Похибка обкату	F_{cr}	×	×	×	-	-	-	-
	Радіальне биття зубчастого вінця	F_{rr}	×	×	×	-	-	-	-
	Коливання довжини спільної нормалі	F_{vWr}	×	×	×	-	-	-	-
Показники плавності роботи	Радіальне биття зубчастого вінця	F_{rr}	-	-	-	×	×	×	×
	Радіальне биття зубчастого вінця	F_{rr}	-	-	-	×	×	×	×
	Коливання вимірювальної міжосьової відстані за один оберт зубчастого колеса	F''_{ir}	-	-	-	×	×	×	×
	Місцева кінематична похибка	f'_{ir}	×	×	×	-	-	-	-
	Відхилення кроку зачеплення	f_{Pbr}	×	×	×	-	-	-	-
	Похибка профілю зуба	f_{fr}	×	×	×	-	-	-	-
	Відхилення кроку зачеплення	f_{Pbr}	×	×	×	-	-	-	-
Показники контакту зубів	Відхилення кроку	f_{Ptr}	×	×	×	-	-	-	-
	Коливання вимірювальної міжосьової відстані на одному зубі	f''_{ir}	×	×	×	×	-	-	-
	Відхилення кроку зачеплення	f_{Pbr}	-	-	-	×	×	×	×
	Відхилення кроку	f_{Ptr}	-	-	-	×	×	×	×
	Сумарна похибка контактної лінії	F_{kr}	×	×	×	×	×	×	×
	Похибка напрямку зуба	$F_{\beta r}$	×	×	×	×	×	×	×
	Сумарна пляма контакту з зубами вимірювального зубчастого колеса	-	×	×	×	×	×	×	-
	Миттєва пляма контакту з зубами вимірювального зубчастого колеса	-	×	×	×	×	×	×	-

Пояснення до умовних позначень показників точності.

Основні позначення: F, f – похибка. Індекси: штрих (') відноситься до однопровільного зачеплення; подвійний штрих (') – до двохпрофільного зачеплення; b – зачеплення; c – обкат; f – профіль зуба; i – в зачепленні; k – число кроків; P – крок; r – перший індекс – радіус, останній – дійсне (реальне) відхилення; t – торцевий; W – середня довжина спільної нормалі; β – напрямок зуба. Взаємозв'язок між параметрами точності наведений у табл. 10.4.

Таблиця 10.4

Взаємозв'язок допусків та граничних відхилень показників точності зубчастих коліс (за ГОСТ 1643-81, фрагмент)

Норма точності	Показник точності чи комплекс		Ступені точності	
	Найменування	Позначення	Визначення параметрів	Номери таблиць
Кінематичної точності	Допуск на кінематичну похибку зубчастого колеса	F'_i	$F'_i = F_P + f_f$	Л.1, Л.2, Л.3 (1*)
	Допуск на накопичену похибку кроку зубчастого колеса	F_P	F_P	Л.2 (2*)
	Допуск на накопичену похибку k кроків	F_{Pk}	F_{Pk}	Л.2 (3*)
	Допуск на радіальне биття зубчастого вінця	F_r	F_r	Л.1 (4*)
	Допуск на похибку обкату	F_c	$F_c = F_{vW}$	
	Допуск на коливання довжини спільної нормалі	F_{vW}	$F_{vW} = F_c$	
	Допуск на коливання вимірювальної міжосьової відстані за один оберт зубчастого колеса	F''_i	$F''_i = 1,4 F_r$	
Плавності роботи	Допуск на місцеву кінематичну похибку зубчастого колеса	f'_i	$f'_i = f_{Ptr} + f_f$	Л.3 (5*)
	Допуск на похибку профілю зуба	f_f	f_f	
	Граничні відхилення кроку зачеплення	f_{Pb}	$ f_{Pb} = f_{Pt} \cdot \cos \alpha$	
	Граничні відхилення кроку	f_{Pt}	f_{Pt}	
	Допуск на коливання вимірювальної міжосьової відстані на одному зубі	f''_i	f''_i	
Контакту зубів	Допуск на сумарна похибку контактної лінії	F_k	F_k	Л.4 (6*)
	Допуск на похибку напрямку зуба	F_β	F_β	
	Сумарна пляма контакту з зубами вимірювального зубчастого колеса	-	-	Л.5
	Миттєва пляма контакту з зубами вимірювального зубчастого колеса	-	-	-
Бічного зазору	Найменше додаткове зміщення вихідного контуру	E_{Hs} (E_{Hi})	E_{Hs} та T_H	Л.6, Л.8 (7*)
	Найменше відхилення середньої довжини спільної нормалі	E_{Wms}	E_{Wms} та T_{Wm}	Л.6, Л.7, Л.8 (8*)
	Найменше відхилення товщини зуба	E_{cs}	E_{cs} та T_c	Л.6, Л.8 (9*)
	Граничні відхилення вимірювальної міжосьової відстані	$E_{a''s}$ $E_{a''i}$	$E_{a''s} = +f''_i$ $E_{a''i} = -T_H$	(10*)

Пояснення до таблиці 10.4.

1* Допуск F'_i визначається як сума складових: $F'_i = F_P + f_f$.

Для вибору F_P вихідними даними є модуль m , ступінь точності за нормами кінематичної точності і ділильний діаметр d : $d = mz$.

Для вибору f_f вихідними даними є модуль m , ступінь точності за нормами плавності та ділильний діаметр d : $d = mz$.

2* Для вибору F_P див. п.1*.

3* Для вибору F_{Pk} вихідними даними є ступінь точності за нормами кінематичної точності, модуль m та довжина дуги L ділильного кола, що відповідає повороту зубчастого колеса на k кроків. За відсутності спеціальних вимог допуск на F_{Pk} призначається для довжини дуги ділильного кола, що відповідає 1/6 частині числа зубів зубчастого колеса (або дуги, що відповідає найближчому більшому числу зубів):

$$L = \frac{\pi \cdot d}{6}$$

4* Для вибору допусків F_r , F_c , F_{vw} , F''_i вихідними даними є модуль m , ступінь точності за нормами кінематичної точності і ділильний діаметр d : $d = mz$.

5* Для вибору параметрів f'_i , f_f , f_{pb} , f_{pt} , f''_i вихідними даними є модуль m , ступінь точності за нормами плавності роботи і ділильний діаметр d : $d = mz$.

6* Для вибору допусків F_k , F_β вихідними даними є модуль m , ступінь точності за нормами контакту зубів і ширина зубчастого вінця (напівшеврона) або довжина контактної лінії.

Ширина b зубчастого вінця розраховується за формулою:

$$b = m \varphi_m,$$

де φ_m - коефіцієнт ширини зуба колеса; $\varphi_m = 6 \dots 10$ – для прямозубих коліс. Отримане значення за необхідності округлюється.

7* Для вибору найменшого додаткового зміщення E_{Hs} (верхнє відхилення) коліс із зовнішніми зубами вихідними даними є ступінь точності за нормами плавності роботи, вид спряження та ділильний діаметр d : $d = mz$. Для коліс із зовнішніми зубами E_{Hs} беруть із знаком «мінус». Для вибору значення допуску на зміщення вихідного контуру T_H вихідними даними є вид спряження, вид допуску на бічний зазор та допуск на радіальне биття зубчастого вінця F_r (див. п.4*). Тоді найбільше додаткове зміщення вихідного контуру (нижнє відхилення):

$$E_{Hi} = E_{Hs} - T_H.$$

8* Номінальне значення довжини спільної нормалі W для прямозубих циліндричних зубчастих коліс з кутом зачеплення $\alpha = 20^\circ$ визначається за формулою:

$$W = m \cdot [2,952 \cdot (z_n - 0,5) + 0,014 \cdot z],$$

де z_n - кількість зубів, які охоплюються спільною нормаллю W і визначається за формулою: $z_n = \frac{z}{9} + 0,5$. Отримане значення z_n округлюють до найближчого цілого числа.

Найменше відхилення (верхнє відхилення) довжини спільної нормалі E_{Wms} складається з двох доданків. Для першого доданка $E_{Wms}I$ (табл. Л.6) вихідними даними є вид спряження, ступінь точності колеса за нормами плавності та ділильний діаметр d . Другий доданок $E_{Wms}II$ (табл. Л.7) залежить від допуску на радіальне биття зубчастого вінця F_r (див. п. 4*). Тоді:

$$E_{Wms} = (-E_{Wms}I) + (-E_{Wms}II)$$

Знак «мінус» береться для зубчастих коліс з зовнішніми зубами.

Допуск на середню довжину спільної нормалі T_{Wm} призначають за табл. Л.8. Вихідними даними є вид спряження, вид допуску на бічний зазор та допуск на радіальне биття зубчастого вінця F_r (див. п. 4*).

Тоді найбільше відхилення середньої довжини спільної нормалі (нижнє відхилення):

$$E_{Wmi} = E_{Wms} - T_{Wm}.$$

9* Для вибору E_{cs} вихідними даними є вид спряження, ступінь точності за нормами плавності та ділильний діаметр d : $d = mz$. Для допуску на товщину зуба T_c вихідними даними є вид спряження, вид допуску на бічний зазор та допуск на радіальне биття зубчастого вінця F_r (див. п.4*). Тоді найбільше відхилення товщини зуба:

$$E_{ci} = E_{cs} - T_c.$$

10* Для зубчастих коліс з зовнішніми зубами верхнє граничне відхилення вимірювальної міжосьової відстані: $E_{a''s} = +f''_i$. Для визначення допуску f''_i див. п. 5*. Нижнє граничне відхилення: $E_{a''i} = -T_H$. Для визначення допуску T_H На кресленнях зубчастих коліс згідно з ГОСТ 2.403-75 повинна бути розміщена таблиця параметрів зубчастого вінця. Таблиця параметрів складається з трьох частин, які відділені суцільною основною лінією (табл. 10.5):

- перша частина – основні дані (модуль m ; число зубів z ; кут нахилу лінії зуба β для косозубих та шевронних коліс; нормальний вихідний контур; коефіцієнт зміщення x з відповідним знаком (за відсутності зміщення належить проставляти 0; ступені точності та вид спряження колеса з посиланням на відповідний стандарт тощо);

- друга частина – параметри для контролю зубчастого вінця за одним з варіантів:

постійна хорда зуба \bar{s}_c і висота до постійної хорди \bar{h}_c ;

довжина спільної нормалі W ;

товщина по хорді зуба \bar{s}_y і висота до хорди \bar{h}_{ay} ;

торцевий розмір за роликами (кульками) M і діаметр ролика (кульки) D .

У другій частині таблиці на кресленні зубчастого колеса з нестандартним вихідним контуром повинні бути наведені дані для контролю за нормами кінематичної точності, плавності роботи, контакту зубів, бічного зазору.

- Третя частина – довідкові дані (ділительний діаметр; основний діаметр; крок зачеплення; осьовий крок; хід зуба; позначення креслення спряженого зубчастого колеса та ін.)

Приклад 10.1 Для циліндричного прямозубого зубчастого колеса (модуль $m = 2$ мм, число зубів $z = 40$, точність 8-7-6-С ГОСТ 1643-81, вихідний контур стандартний за ГОСТ 13755-81, коефіцієнт зміщення $x = 0$) призначити комплекс показників точності для контролю зубчастого колеса. Визначити допуски та відхилення даних показників точності та заповнити таблицю параметрів зубчастого вінця відповідно до ГОСТ 2.403-75.

1. Розшифрування позначення точності 8-7-6-С ГОСТ 1643-81:

8 – ступінь точності за нормами кінематичної точності;

7 – ступінь точності за нормами плавності роботи;

6 – ступінь точності за нормами контакту зубів;

С – вид спряження.

Вид допуску на бічний зазор не вказаний, значить відповідає заданому виду спряження С і становить c .

2. Призначення показників чи комплексів показників точності для контролю зубчастого колеса.

За табл. 10.3 призначається комплекс показників точності:

- за нормами кінематичної точності (8 ступінь) – допуск на кінематичну похибку зубчастого колеса F'_i ;

- за нормами плавності роботи (7 ступінь) – граничні відхилення кроку зачеплення f_{pb} ;

- за нормами контакту зубів (6 ступінь) – допуск на похибку напрямку зуба F_β ;

Показник, що забезпечує бічний зазор - найменше відхилення середньої довжини спільної нормалі E_{wms} призначено за табл.10.4.

3. Визначення допусків та відхилень призначених показників точності.

- Допуск на кінематичну похибку зубчастого колеса F'_i визначається як сума складових: $F'_i = F_P + f_f$ (табл. 10.4, табл. Л.1)

F_P - допуск на накопичену похибку кроку зубчастого колеса визначається за табл. Л.2 (модуль $m = 2$ мм, ступінь точності за нормами кінематичної точності 8, ділительний діаметр $d = mz = 2 \cdot 40 = 80$ мм):

$$F_P = 63 \text{ мкм.}$$

Допуск на похибку профілю зуба f_f , табл. Л.3 (модуль $m = 2$ мм, ступінь точності за нормами плавності роботи 7, ділительний діаметр $d = 80$ мм):

$$f_f = 11 \text{ мкм.}$$

$$\text{Тоді } F'_i = F_P + f_f = 63 + 11 = 74 \text{ мкм} = 0,074 \text{ мм.}$$

- Граничні відхилення кроку зачеплення f_{pb} (табл. Л.3), вихідними даними є: модуль $m = 2$ мм, ступінь точності за нормами плавності роботи 7, ділительний діаметр $d = 80$ мм.

$$f_{pb} = \pm 13 \text{ мкм} = \pm 0,013 \text{ мм.}$$

- Допуск на похибку напрямку зуба F_β (табл. Л.4), вихідними даними є: модуль $m = 2$ мм, ступінь точності за нормами контакту зубів 6, ширина зубчастого вінця b .

Ширина b зубчастого вінця розраховується за формулою:

$$b = m\varphi_m,$$

де φ_m - коефіцієнт ширини зуба колеса; $\varphi_m = 6 \dots 10$ – для прямозубих коліс.

Прийнято $\varphi_m = 6$, тоді $b = m\varphi_m = 2 \cdot 6 = 12$ мм.

$$F_\beta = 9 \text{ мкм} = 0,009 \text{ мм.}$$

- Найменше відхилення середньої довжини спільної нормалі (верхнє відхилення) визначається як сума двох доданків:

$$E_{Wms} = E_{WmsI} + E_{WmsII}$$

Для першого доданка E_{WmsI} вихідними даними є вид спряження C , ступінь точності колеса за нормами плавності 7 та дільний діаметр $d=80$ мм (табл. Л.6).

$$E_{WmsI} = -55 \text{ мкм.}$$

Знак «мінус» беруть для коліс з зовнішніми зубами.

Другий доданок E_{WmsII} (табл. Л.7) залежить від допуску на радіальне биття зубчастого вінця F_r (див. п. 4*). Для визначення допуску F_r вихідними даними є модуль $m = 2$ мм, ступінь точності за нормами кінематичної точності 8, дільний діаметр $d = 80$ мм (табл. Л.6):

$$F_r = 45 \text{ мкм;}$$

$$E_{WmsII} = -11 \text{ мкм.}$$

Знак «мінус» беруть для коліс з зовнішніми зубами.

$$E_{Wms} = E_{WmsI} + E_{WmsII} = (-55) + (-11) = -66 \text{ мкм} = -0,066 \text{ мм.}$$

4. Таблиця параметрів зубчастого вінця на кресленні зубчастого колеса за ГОСТ 2.403-75 (табл.10.5).

Перша частина – основні дані, заповнюється відповідно до умови: модуль $m=2$ мм; число зубів $z=40$; нормальний вихідний контур – ГОСТ 13755-87; коефіцієнт зміщення $x=0$; ступінь точності 8-7-6-С ГОСТ 1643-81;

Для другої частини – параметри для контролю зубчастого вінця, обирається параметр довжина спільної нормалі W .

Номінальне значення довжини спільної нормалі W для прямозубих циліндричних зубчастих коліс з кутом зачеплення $\alpha = 20^\circ$ визначається за формулою:

$$W = m \cdot [2,952 \cdot (z_n - 0,5) + 0,014 \cdot z],$$

де z_n - кількість зубів, які охоплюються спільною нормаллю W і визначається

за формулою: $z_n = \frac{z}{9} + 0,5 = \frac{40}{9} + 0,5 = 4,94$. Приймаємо $z_n = 5$. Тоді

$$\begin{aligned} W &= m \cdot [2,952 \cdot (z_n - 0,5) + 0,014 \cdot z] = \\ &= 2 \cdot [2,952 \cdot (5 - 0,5) + 0,014 \cdot 40] = 27,688 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Найменше відхилення середньої довжини спільної нормалі (верхнє відхилення) визначено в п.3 і становить $E_{Wms} = -0,066$ мм.

Допуск на середню довжину спільної нормалі T_{Wm} призначають за табл. Л.8. Вихідними даними є вид спряження C , вид допуску на бічний зазор s та допуск на радіальне биття зубчастого вінця $F_r = 45$ мкм.

$$T_{Wm} = 60 \text{ мкм} = 0,060 \text{ мм.}$$

Тоді найбільше відхилення середньої довжини спільної нормалі (нижнє відхилення) визначається, як

$$E_{Wmi} = E_{Wms} - T_{Wm} = -66 - 60 = -126 \text{ мкм} = -0,126 \text{ мм.}$$

На кресленні проставляють розмір: $W = 27,688_{-0,126}^{-0,066}$ мм.

До третьої частини – довідкові дані, вноситься ділильний діаметр $d = 80$ мм.

Таблиця 10.5

Параметри зубчастого вінця

Модуль	m	2
Число зубів	z	40
Нормальний вихідний контур	-	ГОСТ 13755-87
Коефіцієнт зміщення	x	0
Ступінь точності	-	8-7-6-С ГОСТ 1643-81
Довжина спільної нормалі	W	$27,688_{-0,126}^{-0,066}$
Ділильний діаметр	d	80

10.4. Контрольні запитання

1. Які норми точності встановлено для зубчастих коліс?
2. Скільки існує ступенів точності для зубчастих коліс з модулем $m=1-55$ мм, та які з них застосовуються в теперішній час?
3. Що таке бічний зазор, та яке його призначення?
4. Які види спряжень зубчастих коліс встановлено стандартом?
5. Які види допуску на бічний зазор зубчастих коліс встановлено стандартом?
6. Які класи точності відхилень міжосьової відстані встановлено стандартом?
7. Як позначається точність зубчастих коліс на кресленнях?
8. Які є показники кінематичної точності зубчастих коліс?
9. Якими показниками характеризується плавність роботи передачі?
10. Які показники характеризують контакт зубів у передачі?
11. Якими показниками характеризується бічний зазор в передачі?
12. Як здійснюється вибір показників чи комплексів точності зубчастих коліс?

10.5. Контрольні завдання

Завдання 10.1. Для заданого циліндричного прямозубого зубчастого колеса (вихідний контур за ГОСТ 13755-81, коефіцієнт зміщення $x=0$)

розрахувати значення вказаних параметрів точності, конструктивних елементів та заповнити таблицю, що розміщують на кресленні зубчастого колеса. Вихідні дані наведені у табл. 10.6.

Таблиця 10.6

Вихідні дані для завдання 10.1

№	Модуль m , мм	Число зубів z	Ступінь точності за ГОСТ 1643-81	Параметри для контролю за нормами:			
				Кінематичної точності	Плавності роботи	Контакту зубів	Бічного зазору
1	5	26	8-B	F_{cr}, F_{rr}	f'_{ir}	$F_{\beta r}$	E_{Hs}, T_H
2	3,5	30	8-8-7-C	F_{Pr}, F_{Pkr}	f_{Pbr}, f_{fir}	$F_{\beta r}$	E_{cs}, T_c
3	1,25	48	7-7-6-B	F'_{ir}	f_{Ptr}	$F_{\beta r}$	E_{Wms}, T_{Wm}
4	4	26	6-D	F_{cr}, F_{rr}	f''_{ir}	F_{kr}	E_{Wms}, T_{Wm}
5	2	60	8-9-6-D	F_{Pr}	f_{Pbr}	$F_{\beta r}$	E_{Wms}, T_{Wm}
6	1,25	50	7-H	F''_{ir}	f_{Pbr}, f_{fir}	F_{kr}	E_{cs}, T_c
7	3	25	6-6-7-C	F_{Pr}	f_{Pbr}, f_{Ptr}	$F_{\beta r}$	E_{Hs}, T_H
8	2	65	7-7-6-A	F_{Pr}, F_{Pkr}	f_{Ptr}	$F_{\beta r}$	E_{Hs}, T_H
9	4	32	8-9-8-D	F_{Pr}, F_{Pkr}	f_{Pbr}	F_{kr}	E_{cs}, T_c
10	2,5	55	6-6-7-E	F'_{ir}	f_{Pbr}, f_{Ptr}	$F_{\beta r}$	E_{cs}, T_c
11	5	20	8-E	F''_{ir}	f_{Pbr}, f_{fir}	F_{kr}	E_{Wms}, T_{Wm}
12	2	74	7-6-7-H	F'_{ir}	f'_{ir}	$F_{\beta r}$	E_{Hs}, T_H
13	2,5	54	7-6-6-D	F'_{ir}	f_{Pbr}, f_{Ptr}	$F_{\beta r}$	E_{Wms}, T_{Wm}
14	3	26	6-C	F''_{ir}	f''_{ir}	F_{kr}	E_{cs}, T_c
15	2	44	8-9-8-A	F_{Pr}, F_{Pkr}	f_{Pbr}, f_{Ptr}	$F_{\beta r}$	E_{cs}, T_c
16	2,5	52	8-E	F''_{ir}	f''_{ir}	$F_{\beta r}$	E_{Wms}, T_{Wm}
17	4	32	6-H	F_{cr}, F_{rr}	f''_{ir}	F_{kr}	E_{Hs}, T_H
18	3	38	7-6-6-C	F_{Pr}	f_{Ptr}	$F_{\beta r}$	E_{Wms}, T_{Wm}
19	2,5	64	8-D	F'_{ir}	f_{Pbr}, f_{fir}	F_{kr}	E_{cs}, T_c
20	1,25	64	8-9-7-C	F_{Pr}, F_{Pkr}	f_{Pbr}, f_{Ptr}	$F_{\beta r}$	E_{cs}, T_c
21	4	34	7-7-6-D	F'_{ir}	f_{Pbr}	$F_{\beta r}$	E_{Wms}, T_{Wm}
22	2,5	38	7-E	F_{vWr}, F_{rr}	f''_{ir}	F_{kr}	E_{Wms}, T_{Wm}
23	1	82	8-8-7-D	F_{Pr}	f_{Pbr}, f_{fir}	$F_{\beta r}$	E_{Hs}, T_H
24	2	72	6-7-7-H	F'_{ir}	f_{Pbr}, f_{Ptr}	$F_{\beta r}$	E_{Wms}, T_{Wm}
25	8	25	7-D	F''_{ir}	f_{Pbr}, f_{fir}	F_{kr}	E_{Hs}, T_H
26	1,25	54	9-9-7-B	F_{Pr}, F_{Pkr}	f_{Pbr}, f_{Ptr}	$F_{\beta r}$	E_{Wms}, T_{Wm}
27	1	65	8-7-6-A	F'_{ir}	f_{Ptr}	F_{kr}	E_{cs}, T_c
28	5	22	8-8-7-A	F'_{ir}	f'_{ir}	F_{kr}	E_{Hs}, T_H
29	4	18	8-9-8-C	F_{Pr}, F_{Pkr}	f_{Pbr}	$F_{\beta r}$	E_{Wms}, T_{Wm}
30	3	46	7-C	F_{cr}, F_{rr}	f''_{ir}	$F_{\beta r}$	E_{cs}, T_c
31	2,5	36	6-6-5-D	F_{Pr}	f_{Pbr}, f_{Ptr}	F_{kr}	E_{Hs}, T_H
32	4	36	7-6-5-C	F_{Pr}, F_{Pkr}	f_{Pbr}, f_{fir}	$F_{\beta r}$	E_{Wms}, T_{Wm}
33	1,25	54	7-7-6-H	F'_{ir}	f_{Pbr}, f_{Ptr}	$F_{\beta r}$	E_{cs}, T_c
34	2	78	7-6-7-E	F_{Pr}	f_{Pbr}, f_{Ptr}	F_{kr}	E_{Hs}, T_H
35	3	74	8-C	F_{vWr}, F_{rr}	f''_{ir}	F_{kr}	E_{Hs}, T_H
36	1,5	28	8-8-7-B	F_{Pr}	f_{Ptr}	F_{kr}	E_{Hs}, T_H
37	5	32	8-9-7-A	F_{Pr}, F_{Pkr}	f'_{ir}	$F_{\beta r}$	E_{Wms}, T_{Wm}
38	2,5	44	6-E	F_{vWr}, F_{rr}	f''_{ir}	$F_{\beta r}$	E_{cs}, T_c
39	1	55	6-7-7-C	F'_{ir}	f_{Pbr}, f_{fir}	F_{kr}	E_{Hs}, T_H
40	4	22	6-8-7-B	F_{Pr}	f_{Ptr}	$F_{\beta r}$	E_{Hs}, T_H

РОЗДІЛ 11. РОЗМІРНІ ЛАНЦЮГИ

11.1. Загальні положення. Терміни та визначення

Розмірним ланцюгом називають сукупність розмірів, які утворюють замкнутий контур, і визначають взаємне положення поверхонь чи осей однієї деталі або декількох деталей в складальній одиниці.

Розміри, що утворюють розмірний ланцюг, називають **ланками** розмірного ланцюга. Ланками розмірного ланцюга можуть бути лінійні або кутові параметри: діаметральні розміри; відстані між поверхнями чи осями; зазори; натяги; перекриття; відхилення форми та розташування поверхонь (осей) тощо [11].

За допомогою розмірних ланцюгів вирішуються задачі по забезпеченню потрібної точності розмірів під час конструювання, виготовлення та експлуатації машин, механізмів, окремих вузлів та деталей.

Розмірні ланцюги класифікують за низкою ознак (табл. 11.1).

Таблиця 11.1

Класифікація розмірних ланцюгів

Ознака класифікації	Назва розмірного ланцюга	Призначення, характеристика
Сфера застосування	Конструкторський	Визначає розміри між поверхнями або осями деталей у виробі
	Технологічний	Визначає взаємний зв'язок розмірів між поверхнями або осями виробу під час виготовлення
	Вимірювальний	Визначає розміри, необхідні для вимірювання під час виготовлення або у готового виробу
Місце у виробі	Детальний	Визначає точність відносного положення поверхонь чи осей однієї деталі
	Складальний	Визначає точність відносного положення поверхонь чи осей деталей, що входять до складальної одиниці
Розташування ланок	Лінійний	Ланками є лінійні, паралельно розташовані розміри
	Кутовий	Ланками є кутові розміри
	Плоский	Ланки розташовані довільно в одній або декількох паралельних площинах. Ланками можуть бути лінійні, не паралельно розташовані розміри; кутові розміри; кутові та лінійні розміри одночасно
	Просторовий	Ланки розташовані у непаралельних площинах
Характер ланок	Скалярний	Ланки є скалярними величинами
	Векторний	Ланки є векторними похибками, які визначаються величиною та напрямком
	Комбінований	Частина ланок є скалярними величинами, а частина – векторними похибками

Будь-який розмірний ланцюг складається з однієї замикальної ланки та двох і більше складових ланок. Позначаються складові ланки лінійних розмірних ланцюгів великими буквами українського алфавіту з індексом, що відповідає порядковому номеру ланки, а кутових – малими буквами грецького алфавіту. Замикальна ланка позначається буквою з індексом Δ .

Замикальна ланка (A_{Δ} , B_{Δ} , ...) – це ланка, до якої ставиться основна вимога точності, що визначає якість виробу відповідно до технічних вимог. Під

час постановки задачі цю ланку називають *вихідною* ланкою. Під час оброблення деталі або складання виробу ця ланка отримується останньою, замикаючи розмірний ланцюг.

Складові ланки (A_i, B_i, \dots) – це ланки, які функціонально пов'язані із замикальною ланкою, тобто ланки, зміна розмірів яких призводить до зміни розміру замикальної ланки.

У детальному розмірному ланцюзі замикальна ланка – це розмір, значення і точність якого визначаються іншими розмірами. У складальному розмірному ланцюзі – це розмір, який утворюється тільки під час складання і пов'язує розміри двох деталей (зазор, натяг, перекриття тощо). Таким чином, замикальна ланка – це ланка, розмір якої під час виготовлення безпосередньо не витримується, а отримується в результаті виготовлення складових ланок.

На відміну від складових ланок, розмір яких завжди величина додатна, розмір замикальної ланки може бути або додатним, або дорівнювати нулю, або бути від'ємним.

Складові ланки поділяються на збільшувальні та зменшувальні. Збільшувальні ланки позначають зверху стрілками напрямком зліва-направо, а зменшувальні – справа-наліво.

Збільшувальною ланкою ($\vec{A}_i, \vec{B}_i, \dots$) називають ланку, із збільшенням якої (за інших постійних ланках), замикальна ланка збільшується.

Зменшувальною ланкою ($\bar{A}_i, \bar{B}_i, \dots$) називають ланку, із збільшенням якої (за інших постійних ланках), замикальна ланка зменшується.

На рис. 11.1 наведені приклади розмірних ланцюгів, зокрема: на рис. 11.1, а – лінійний детальний ланцюг, замикальна ланка A_Δ – довжина середнього ступеню вала; на рис. 11.1, б – лінійний детальний ланцюг, замикальна ланка C_Δ – відстань між осями отворів; на рис. 11.1, в – плоский детальний ланцюг, замикальна ланка G_Δ – відстань між осями отворів, у спільній площині; рис. 11.1, г – лінійний складальний ланцюг, замикальна ланка B_Δ – відстань (зазор) між шпонкою та бічною поверхнею шпонкового пазу; рис. 11.1, д – кутовий складальний ланцюг, замикальна ланка β_Δ – перекіс осей, який визначається відхиленням від паралельності осей вузлів машини; рис. 11.1, е – складальний плоский ланцюг з комбінованим характером ланок, замикальна ланка B_Δ – відстань від базової поверхні корпусу 1 до осі отвору втулки 2; ланка B_1 – відстань від базової поверхні корпусу 1 до осі його отвору, в який запресована втулка 2 – скалярна величина; ланка B_2 – векторна похибка, так як визначається значенням та положенням ексцентриситету e отвору втулки 2 відносно осі отвору корпусу 1. Під час запресування втулки 2 в отвір корпусу 1 ексцентриситет отвору втулки e може зайняти будь-яке положення. Ланка B_2 дорівнює проекції ексцентриситету e на напрямок замикальної ланки ($B_2 = e \cdot \cos \alpha$), тобто B_2 залежить від величини e та кута α .

Під час розмірного розрахунку складаються розмірні ланцюги, визначаються метод та спосіб отримання потрібної точності розмірів, з яких складаються розмірні ланцюги, встановлюються для цих розмірів оптимальні допуски та граничні відхилення.

За допомогою розмірних ланцюгів вирішуються пряма і обернена задачі.

Пряма задача полягає у визначенні номінальних розмірів, допусків, та граничних відхилень складових ланок розмірного ланцюга за заданими номінальним розміром та граничними відхиленнями вихідної (замикальної) ланки.

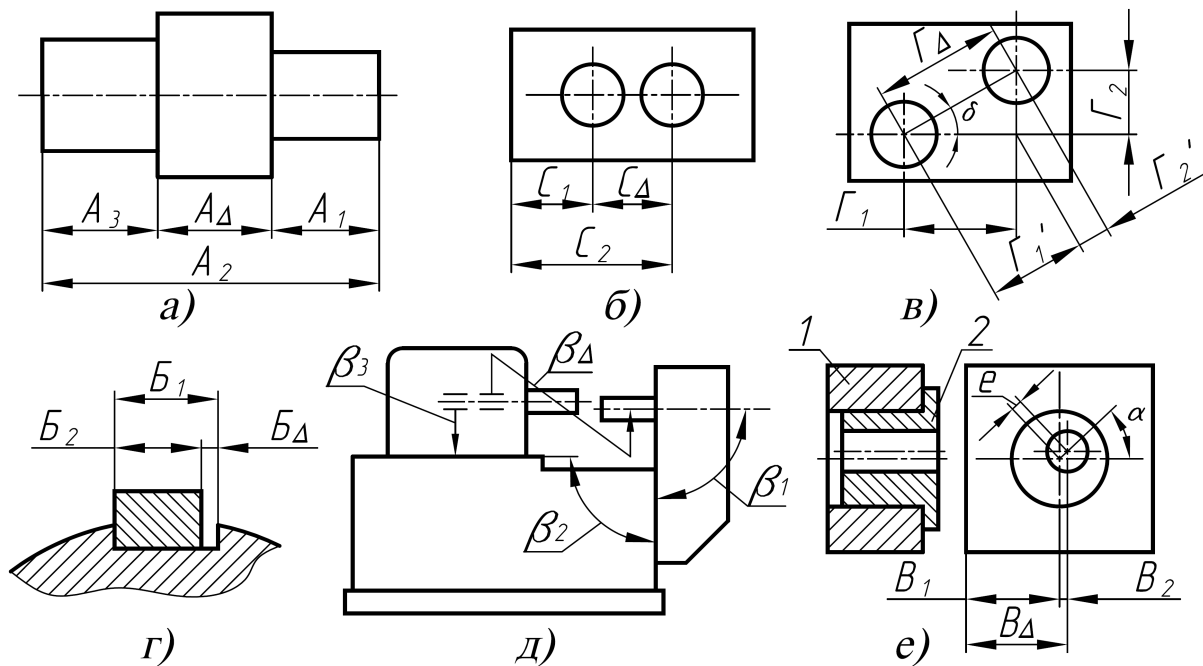


Рис. 11.1 – Розмірні ланцюги

Обернена задача полягає у визначенні номінального розміру, допуску, та граничних відхилень замикальної ланки за відомими значеннями цих же параметрів складових ланок.

Обернена задача перевіряє правильність розв'язку прямої задачі.

Для спрощення розрахунків розмірні ланцюги зображують у вигляді схем розмірних ланцюгів.

Під час розмірного аналізу повинна бути [2, 11] чітко сформульована задача, для якої складається розмірний ланцюг, встановлено вимогу до точності замикальної ланки, причому розмірний ланцюг може мати тільки одну замикальну ланку.

Приклад складання детального розмірного ланцюга показаний на рис. 11.2. Вал обробляється у такій послідовності: спочатку проточують діаметр d_1 на довжину L_1 , потім - діаметр d_2 на довжину L_2 (рис. 11.2, а). Після переустановлення вала на верстаті заготовка відрізається на довжину L_3 (рис. 11.2, б), потім обробляється діаметр d_3 на довжину L_4 і діаметр d_4 на довжину L_5 . Довжина ділянки вала з діаметром d_5 не обробляється, вона отримується в результаті оброблення розмірів L_1, L_2, L_3, L_4 і L_5 . Відповідно цей розмір і буде замикальною ланкою. Базуючись на послідовності оброблення (рис. 11.2, а, б) складено детальний технологічний розмірний ланцюг (рис. 11.2, в). Розміри A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 витримуються під час оброблення відповідних ступенів вала – вони є складовими ланками, а розмір A_Δ - замикальною ланкою розмірного ланцюга. Збільшувальною ланкою буде розмір \bar{A}_3 , а розміри $\bar{A}_1, \bar{A}_2, \bar{A}_4, \bar{A}_5$ - зменшувальними ланками.

Під час проектування виробів машинобудування важливо, щоб їх деталі займали певне відносне положення з необхідною точністю. Тому спочатку встановлюють замикальну ланку, розмір та допуск якої визначають точність вузла чи машини. Числові значення номінальних розмірів та допусків замикальної ланки призначають або у відповідності до стандартів (на зубчасті колеса, металорізальні верстати тощо), або на основі досвіду експлуатації подібного вузла чи машини, або шляхом розрахунків та спеціально проведених експериментів.

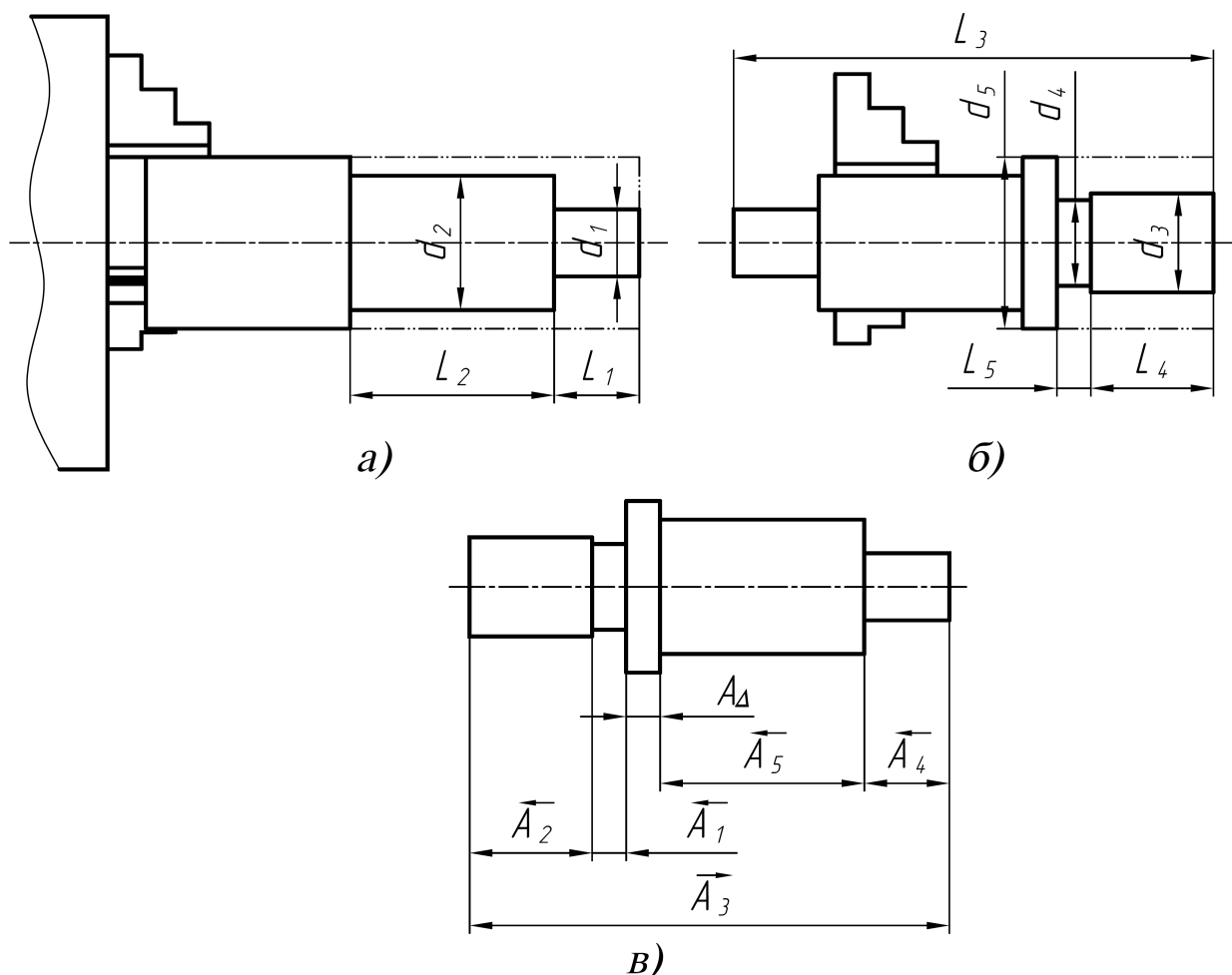


Рис. 11.2 – Приклад детального технологічного розмірного ланцюга

Виявлення та побудова конструкторських розмірних ланцюгів.

Складові ланки розмірного ланцюга визначаються після встановлення замикальної ланки. За кресленням визначаються деталі та складальні одиниці, розміри яких впливають на величину замикальної ланки. Визначають на кресленні поверхні, по яких ці деталі і складальні одиниці з'єднуються (бази). Для визначення складових ланок рухаються від поверхонь або осей деталей, що утворюють замикальну ланку, до основних баз цих деталей, від них – до основних баз деталей, що визначають положення перших деталей і т.д., аж до утворення замкнутого контуру. Послідовно поєднуючи спряжені розміри деталей, визначаються усі складові ланки, які впливають на замикальну ланку.

Безпосередньо на кресленні або поруч з ним будується схема розмірного ланцюга, яка включає замикальну ланку та усі складові ланки, які з'єднують

конструкторські бази спряжених деталей, утворюючи при цьому замкнутий контур. Якщо, номінальний розмір замикальної ланки дорівнює нулю, то на схемі таку ланку позначають відрізком довільної довжини.

Таким чином, під час складання розмірних ланцюгів необхідно дотримуватись наступних вимог:

- розмірний ланцюг повинен бути замкнутим;
- розмір будь-якої ланки складального розмірного ланцюга повинен належати одній деталі, за виключенням замикальної ланки, яка завжди поєднує розміри різних деталей;
- розмірний ланцюг повинен бути проведений найкоротшим способом, тобто деталь своїми елементами може входити в ланцюг тільки один раз;
- складовою ланкою для покупних виробів (підшипників кочення, електродвигунів, муфт та ін.) буде розмір, що охоплює поверхні декількох деталей, наприклад, монтажна висота конічного роликowego підшипника тощо.

На рис. 11.3 наведений фрагмент вузла із складальним конструкторським розмірним ланцюгом. Для забезпечення нормальної роботи вузла необхідно забезпечити зазор між лівим підшипником 1 та торцем стакана 5, який і буде замикальною ланкою B_{Δ} . Для складання розмірного ланцюга виявляються елементи деталей, розміри яких будуть визначати значення цього зазору. Із креслення видно, що такими є: ширина лівого підшипника 1 - B_1 ; довжина втулки 2 - B_2 ; ширина правого підшипника 3 - B_3 ; довжина кільця 4 - B_4 ; довжина внутрішнього циліндра стакана 5 - B_5 . Усі ці розміри утворюють замкнутий контур. Розмір B_5 є збільшувальною ланкою, а розміри B_1, B_2, B_3, B_4 – зменшувальними.

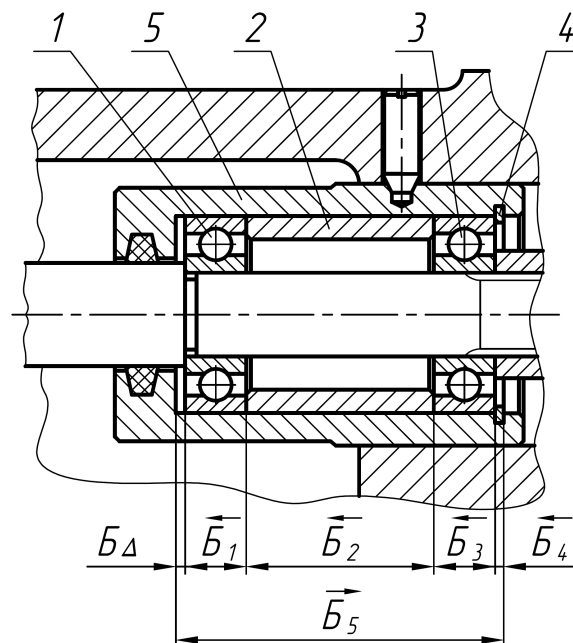


Рис. 11.3 – Приклад складального розмірного ланцюга

Точність замикальної ланки розмірного ланцюга може бути забезпечена за одним із методів:

- повної взаємозамінності;
- ймовірнісний;
- групової взаємозамінності (селективне складання);
- припасування;
- регулювання.

11.2. Метод повної взаємозамінності

За цим методом задана точність замикальної ланки досягається за будь-якого поєднання розмірів деталей (складових ланок), виготовлених в межах розрахованих допусків. Деталі під час складання з'єднуються без припасування, регулювання та підбору.

Розрахунок здійснюється методом максимуму-мінімуму, за якого враховуються тільки граничні відхилення складових ланок. Причому припускають, що в одному розмірному ланцюзі одночасно можуть бути всі ланки з граничними розмірами: всі збільшувальні ланки з найбільшими граничними розмірами, а зменшувальні - з найменшими або навпаки. Будь-яке з цих сполучень розмірів є несприятливим і призводить до найменшої точності замикальної ланки, хоча спрощується процес складання.

Із умови замкнутості отримане основне рівняння розмірних ланцюгів, яке для лінійного розмірного ланцюга з паралельними ланками має вигляд:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m \vec{A}_i - \sum_{i=1}^n \vec{A}_i, \quad (11.1)$$

де A_{Δ} – номінальний розмір замикальної ланки; \vec{A}_i – номінальні розміри збільшувальних ланок; \vec{A}_i – номінальні розміри зменшувальних ланок; m – кількість збільшувальних ланок; n – кількість зменшувальних ланок.

Граничні розміри замикальної ланки визначаються, як

$$A_{\Delta \max} = \sum_{i=1}^m \vec{A}_{i \max} - \sum_{i=1}^n \vec{A}_{i \min}; \quad (11.2)$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{i=1}^m \vec{A}_{i \min} - \sum_{i=1}^n \vec{A}_{i \max}. \quad (11.3)$$

За визначенням, допуск розміру – це різниця між найбільшим та найменшим граничними розмірами. Віднявши від рівняння (11.2) рівняння (11.3), отримують рівняння для визначення допуску замикальної ланки:

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m T\vec{A}_i + \sum_{i=1}^n T\vec{A}_i; \quad (11.4)$$

Таким чином, допуск замикальної ланки розмірного ланцюга дорівнює сумі допусків усіх складових ланок:

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m+n} TA_i, \quad (11.5)$$

Аналогічно знаходяться *верхнє та нижнє відхилення* замикальної ланки:

$$ESA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m ES\vec{A}_i - \sum_{i=1}^n EI\vec{A}_i, \quad (11.6)$$

$$EIA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m EI\vec{A}_i - \sum_{i=1}^n ES\vec{A}_i, \quad (11.7)$$

де $ES\vec{A}_i$ – верхні відхилення збільшувальних ланок; $EI\vec{A}_i$ – нижні відхилення збільшувальних ланок; $ES\vec{A}_i$ – верхні відхилення зменшувальних ланок; $EI\vec{A}_i$ – нижні відхилення зменшувальних ланок.

Координата **середини поля допуску** замикальної ланки визначається як:

$$ECA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m EC\vec{A}_i - \sum_{i=1}^n EC\vec{A}_i, \quad (11.8)$$

де $EC\vec{A}_i$ – середні відхилення збільшувальних ланок; $EC\vec{A}_i$ – середні відхилення зменшувальних ланок.

Координати середин полів допусків замикальної та складових ланок розраховуються за формулами:

$$ECA_{\Delta} = \frac{ESA_{\Delta} + EIA_{\Delta}}{2} \quad (11.9)$$

$$ECA_i = \frac{ESA_i + EIA_i}{2} \quad (11.10)$$

Допуск, граничні відхилення та граничні розміри замикальної ланки визначаються за формулами відповідно до (рис. 11.4):

$$TA_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min}; \quad (11.11)$$

$$ESA_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta}; \quad (11.12)$$

$$EIA_{\Delta} = A_{\Delta \min} - A_{\Delta}; \quad (11.13)$$

$$ESA_{\Delta} = ECA_{\Delta} + \frac{1}{2}TA_{\Delta}; \quad (11.14)$$

$$EIA_{\Delta} = ECA_{\Delta} - \frac{1}{2}TA_{\Delta}; \quad (11.15)$$

$$A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + ESA_{\Delta}; \quad (11.16)$$

$$A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + EIA_{\Delta}. \quad (11.17)$$

Методика розрахунку прямої задачі.

Задано: номінальний розмір та граничні відхилення замикальної ланки розмірного ланцюга (або еквівалентні параметри – допуск, граничні розміри).
Знайти: номінальні розміри, допуски та граничні відхилення складових ланок.

1. Встановлюється замикальна ланка розмірного ланцюга та розраховуються її параметри за формулами: (11.11) - (11.17).

2. За кресленням виявляються складові ланки і будується схема розмірного ланцюга. Визначаються збільшувальні та зменшувальні ланки.

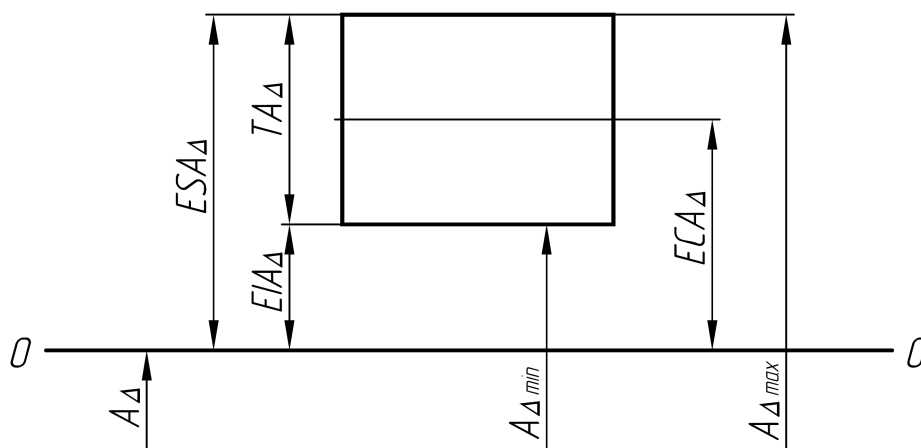


Рис. 11.4 – Схема для визначення параметрів замикальної ланки

3. Призначаються розміри складових ланок за ГОСТ 6636-69 – «Нормальні лінійні розміри» (табл. А.1) або за відповідними стандартами (на підшипники кочення, шпонки тощо). Виконується перевірка замкнутості розмірного ланцюга за формулою (11.1). За потреби, для забезпечення даної залежності, розмір однієї із складових ланок коректують. Цю складову ланку називають *залежною*. За залежну ланку в складальних розмірних ланцюгах зручно брати ланку, яка найбільш просто виготовляється та вимірюється універсальними засобами вимірювання [11], а в детальних – ланку, що має найбільший номінальний розмір.

4. Призначаються допуски складових ланок. Виходячи із залежності (11.5), допуск замикальної ланки розподіляється між усіма складовими ланками. Допуски складових ланок можуть бути призначені двома способами: 1) *способом рівних допусків*; 2) *способом призначення допусків однакового рівня точності*.

Спосіб рівних допусків застосовують, коли розміри складових ланок мало відрізняються між собою і можуть бути отримані технологічно однаково. Найчастіше цей спосіб застосовують для попереднього оцінювання допусків складових ланок та визначення методу досягнення точності замикальної ланки. За цим способом середнє значення допусків складових ланок визначається, як:

$$TA_i = \frac{TA_{\Delta}}{m + n}. \quad (11.18)$$

За способом призначення допусків однакового рівня точності допуски усіх складових ланок розмірного ланцюга (або майже усіх) призначають за одним квалітетом.

Допуск за квалітетом визначається за формулою: $IT = k \cdot i$, відповідно можна записати формулу для допуску i -ї складової ланки розмірного ланцюга:

$$TA_i = k_i \cdot i_i, \quad (11.19)$$

де k – число одиниць допуску, встановлене для кожного квалітету (табл. М.1); i – одиниця допуску для інтервалу розмірів, в який входить номінальний розмір i -ї складової ланки, визначається за виразом: $i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001 \cdot D$. Значення i , розраховані для інтервалів розмірів 1÷630 мм, наведені в (табл. М.2).

Враховуючи, що допуски складових ланок призначають за одним квалітетом ($k = \text{const}$), отримано формулу для визначення числа одиниць допуску, за яким призначається квалітет складових ланок:

$$k = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{m+n} i_i}. \quad (11.20)$$

За табл. М.1 вибирають квалітет за найближчим значенням k . За обраним квалітетом призначаються допуски складових ланок (табл. А.2).

Якщо розмірний ланцюг містить стандартні вироби, наприклад, підшипники кочення, тоді число одиниць допуску, за яким вибирається квалітет складових ланок, розраховується, як:

$$k = \frac{TA_{\Delta} - f}{\sum_{i=1}^s i_i}, \quad (11.21)$$

де f - сума допусків стандартних виробів, що входять у розмірний ланцюг, мкм;
 s - кількість складових ланок без стандартних виробів.

Так як розрахункове число одиниць допуску k , зазвичай, відрізняється від значень, наведених у табл. М.1, то можна для однієї або декількох ланок, враховуючи технологічні умови, призначати допуски за більш високим або більш низьким квалітетом, а для залежної ланки допуск призначати нестандартним.

5. Визначаються граничні відхилення складових ланок. Розташування полів допусків складових ланок задають найбільш доцільне з точки зору виготовлення розмірів: для отворів (внутрішніх поверхонь) відхилення призначають, як для основного отвору H ($EIA_i = 0$); для валів (зовнішніх поверхонь) відхилення призначають як для основного вала h ($ESA_i = 0$). Для решти розмірів, які не можна віднести ні до валів, ні до отворів, граничні відхилення призначають симетричними - основне відхилення JS ($\pm TA_i/2$).

Граничні відхилення залежної ланки визначаються за формулами (11.6), (11.7). Перевірку правильності визначення граничних відхилень залежної ланки здійснюють за рівнянням:

$$TA_i = ESA_i - EIA_i, \quad (11.22)$$

де допуск залежної ланки TA_i визначено під час призначення допусків складових ланок.

6. Перевіряється правильність розрахунку розмірного ланцюга за рівнянням (11.8).

Приклад 11.1. (Пряма задача). На рис. 11.5 зображено вузол механізму. Для компенсації температурних деформацій у працюючому вузлі необхідно забезпечити зазор $A_{\Delta} = 2^{+1,0}$ мм між торцем кришки 6 і підшипником 2. Зазор повинен знаходитись у заданих межах у 100% виробів.

Розрахунок: Задана точність зазору у 100% виробів може бути забезпечена тільки за методом повної взаємозамінності. Розрахунок виконується за методом максимуму-мінімуму, способом призначення допусків складових ланок однакового рівня точності.

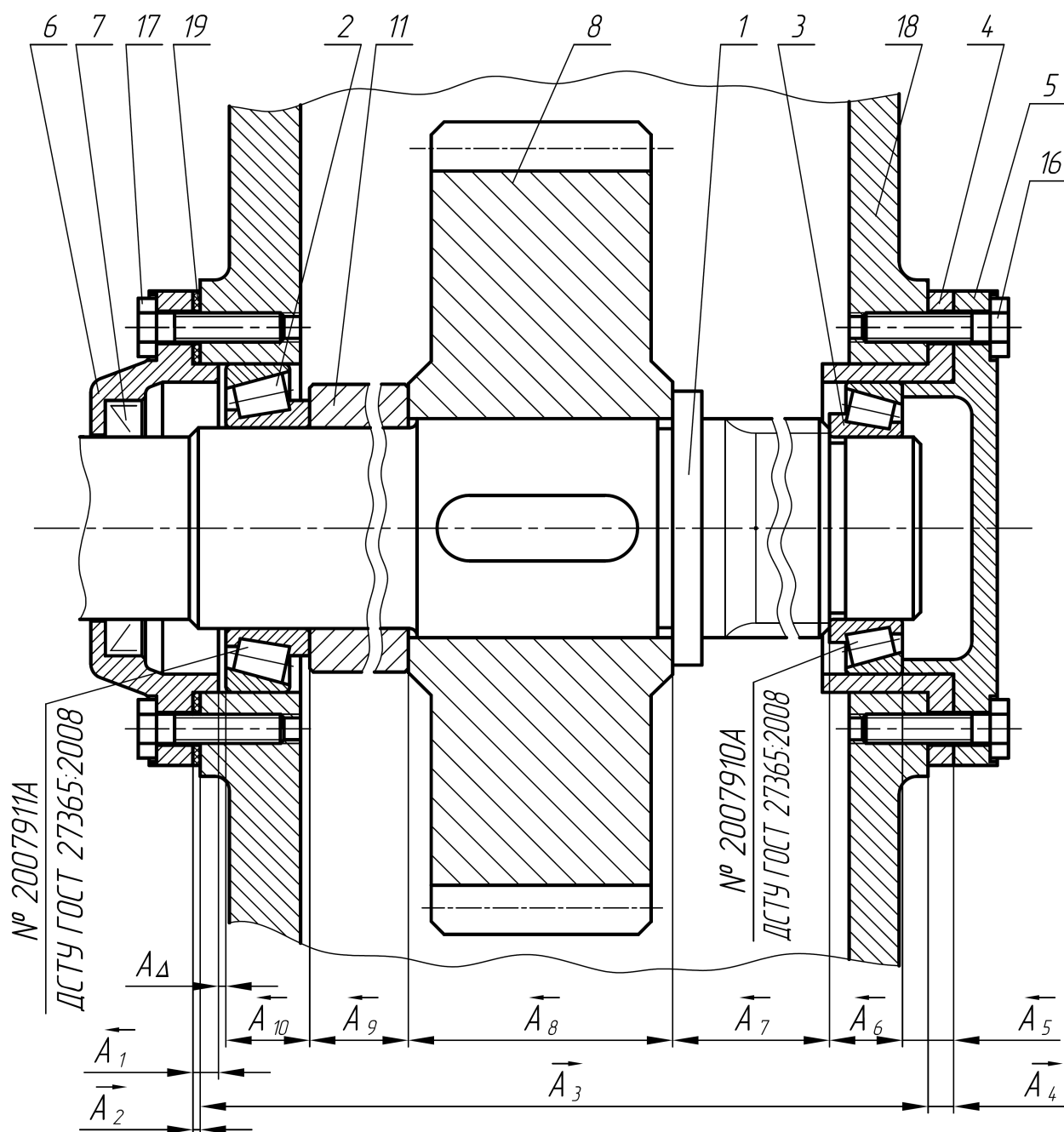


Рис. 11.5 - Вузол механізму

1. Замикальною ланкою механізму є зазор з розмірами $A_{\Delta} = 2^{+1,0}$ мм.
Параметри замикальної ланки:

Номінальний розмір: $A_{\Delta} = 2$ мм;

Нижнє відхилення: $EI_{\Delta} = 0$ мкм;

Верхнє відхилення: $ES_{\Delta} = +1$ мм = + 1000 мкм;

Найбільший граничний розмір: $A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + ES_{\Delta} = 2 + 1 = 3$ мм;

Найменший граничний розмір: $A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + EI_{\Delta} = 2 + 0 = 2$ мм;

Допуск: $TA_{\Delta \max} = ES_{\Delta} - EI_{\Delta} = 1 - 0 = 1$ мм = 1000 мкм.

2. Визначаються складові ланки і будується схема розмірного ланцюга.

За кресленням вузла, рухаючись проти годинникової стрілки, послідовно визначаються деталі та складальні одиниці, розміри яких впливають на розмір

замикальної ланки A_{Δ} . На величину зазору A_{Δ} будуть впливати розміри: A_1 – висота центрувальної поверхні кришки 6; A_2 – ширина кільця 19; A_3 – довжина корпусу 18; A_4 – довжина фланця стакана 4; A_5 – висота центрувальної поверхні кришки 5; A_6 – ширина підшипника 3; A_7 – довжина ділянки вала 1; A_8 – довжина маточини черв'ячного колеса 9; A_9 – довжина втулки 11; ширина підшипника 2.

Під кресленням вузла зображено схему розмірного ланцюга, яка включає замикальну ланку та усі складові ланки, утворюючи замкнутий контур.

Визначаються збільшувальні та зменшувальні ланки: збільшувальними ланками є розміри $\bar{A}_2, \bar{A}_3, \bar{A}_4$, а зменшувальними – $\bar{A}_5, \bar{A}_6, \bar{A}_7, \bar{A}_8, \bar{A}_9, \bar{A}_{10}, \bar{A}_1$.

3. Призначаються розміри складових ланок.

Розмірний ланцюг містить стандартні вироби: ланка \bar{A}_6 – ширина підшипника 3 (№2007910А ДСТУ ГОСТ 27365:2008) та ланка \bar{A}_{10} – ширина підшипника 2 (№2007911А ДСТУ ГОСТ 27365:2008). Номінальні розміри цих ланок беруться за ДСТУ ГОСТ 27365:2008 відповідно до умовного позначення: $\bar{A}_6 = 20$ мм, $\bar{A}_{10} = 23$ мм. Ланку A_2 (ширина кільця 19) варто прийняти залежною ланкою, розмір, допуск та граничні відхилення якої будуть забезпечувати виконання поставленої задачі. Для усіх ланок, крім залежної A_2 , призначаються розміри за ГОСТ 6636-69 і заносяться у табл. 11.2. Розмір залежної ланки A_2 визначається за формулою (11.1):

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m \bar{A}_i - \sum_{i=1}^n \bar{A}_i = (\bar{A}_2 + \bar{A}_3 + \bar{A}_4) - (\bar{A}_1 + \bar{A}_5 + \bar{A}_6 + \bar{A}_7 + \bar{A}_8 + \bar{A}_9 + \bar{A}_{10});$$

$$2 = \bar{A}_2 + 360 + 7,1 - 7,1 - 14 - 20 - 180 - 75 - 48 - 23; \quad \bar{A}_2 = 2 \text{ мм.}$$

Результат заноситься у табл. 11.2.

Таблиця 11.2

Результати розрахунків до прикладу 11.1

Позначення ланки	Номінальний розмір, мм	Одиниця допуску, i , мкм	Квалітет	Допуск T , мкм	Основне відхилення	Верхнє відхилення ES , мкм	Нижнє відхилення EI , мкм	Середина поля допуску, ES , мкм
A_{Δ}	2	-	-	1000	-	+1000	0	+500
\bar{A}_1	7,1	0,90	9	36	JS	+18	-18	0
\bar{A}_2	2	0,55	-	22	-	+215,5	+193,5	204,5
\bar{A}_3	360	3,54	9	140	h	0	-140	-70
\bar{A}_4	7,1	0,90	8	22	h	0	-22	-11
\bar{A}_5	14	1,08	8	27	JS	+13,5	-13,5	0
\bar{A}_6	20	-	-	240	-	0	-240	-120
\bar{A}_7	180	2,52	9	100	h	0	-100	-50
\bar{A}_8	75	1,86	9	74	h	0	-74	-37
\bar{A}_9	48	1,56	8	39	h	0	-39	-19,5
\bar{A}_{10}	23	-	-	300	-	0	-300	-150

4. Призначаються допуски складових ланок.

Для складових ланок (крім стандартних виробів) визначаються одиниці допуску (табл. М.2). Допуски на ширину підшипників кочення (ланки A_6 і A_{10}) призначаються за ДСТУ ГОСТ 520: 2014 (табл. Ж.1), залежно від внутрішнього діаметра d і класу точності. Відповідно до умовного позначення, клас точності обох підшипників – 0. Для роликових конічних підшипників 0-го класу точності граничні відхилення для ширини B становлять: для підшипника 3 ($d = 50$ мм) – $ES = 0$; $EI = -240$ мкм; $T = 240$ мкм, а для підшипника 2 ($d = 55$ мм) – $ES = 0$; $EI = -300$ мкм; $T = 300$ мкм.

За формулою (11.21) розраховується число одиниць допуску k :

$$k = \frac{TA_{\Delta} - f}{\sum_{i=1}^s i_i} = \frac{1000 - (240 + 300)}{0,9 + 0,55 + 3,54 + 0,9 + 1,08 + 2,52 + 186 + 1,56} = 35,6.$$

За табл. М.1 отримане число $k = 35,6$ знаходиться між $k = 25$ (8-й квалітет) та $k = 40$ (9-й квалітет). Числове значення допуску залежної ланки A_2 повинно знаходитись між допусками за 8-м та 9-м квалітетами – $14 \div 25$ мкм (табл. А.2). Тому для частини ланок призначаються допуски за 9-м квалітетом і для частини – за 8-м квалітетом. Для ланок $\vec{A}_4, \vec{A}_5, \vec{A}_9$ призначені допуски за 8-м квалітетом, для ланок $\vec{A}_1, \vec{A}_3, \vec{A}_7, \vec{A}_8$ – допуски за 9-м квалітетом (табл. А2). Значення призначених допусків заносяться у табл. 11.2. Допуск залежної ланки A_2 визначається за рівнянням (11.5):

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i;$$

$$1000 = 36 + TA_2 + 140 + 22 + 27 + 240 + 100 + 74 + 39 + 300; \quad TA_2 = 22 \text{ мкм}.$$

Результат заноситься в табл. 11.2.

5. Визначаються граничні відхилення складових ланок.

Для ланок, які є розмірами отворів призначаються основні відхилення H ($EIA_i = 0$); для ланок, які є розмірами валів – основні відхилення h ($ESA_i = 0$), для решти розмірів – основні відхилення JS ($\pm TA_i/2$). Основні та граничні відхилення складових ланок, крім залежної, заносяться в табл. 11.2.

Граничні відхилення залежної ланки A_2 визначаються за формулами (11.6) і (11.7):

$$ESA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m ES\vec{A}_i - \sum_{i=1}^n EI\vec{A}_i;$$

$$+1000 = ES\vec{A}_2 + 0 + 0 - (-18 - 13,5 - 240 - 100 - 74 - 39 - 300); \quad ES\vec{A}_2 = 215,5 \text{ мкм};$$

$$EIA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m EI\vec{A}_i - \sum_{i=1}^n ES\vec{A}_i;$$

$$0 = EI\vec{A}_2 - 140 - 22 - 18 - 13,5 - 0 - 0 - 0 - 0 - 0; \quad EI\vec{A}_2 = 193,5 \text{ мкм}.$$

Перевіряється правильність визначення граничних відхилень залежної ланки:

$$TA_i = ESA_i - EIA_i = 215,5 - 193,5 = 22 \text{ мкм},$$

що відповідає допуску, визначеному під час призначення допусків складових ланок.

Результати заносяться в табл. 11.2.

6. Перевірка правильності розрахунку розмірного ланцюга.

Для усіх ланок розмірного ланцюга визначаються координати середин полів допусків за формулами (11.9), (11.10) і заносяться у табл. 11.2. Після цього перевіряється виконання залежності (11.8):

$$ECA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m ECA_i - \sum_{i=1}^n ECA_i ;$$

$$+ 500 = 204,5 - 70 - 11 - (0 + 0 - 120 - 50 - 37 - 19,5 - 150)$$

$$+ 500 = +500.$$

Розмірний ланцюг розраховано вірно.

На кресленнях деталей, які складають даний розмірний ланцюг, розміри їхніх елементів, що входять складальними ланками, повинні позначатись:

$$A_1 = 7,1JS9\left(\begin{smallmatrix} +0,018 \\ -0,018 \end{smallmatrix}\right); \quad A_2 = 2\left(\begin{smallmatrix} +0,2155 \\ +0,1935 \end{smallmatrix}\right); \quad A_3 = 360h9(-0,140); \quad A_4 = 7,1h8(-0,022);$$

$$A_5 = 14JS8\left(\begin{smallmatrix} +0,0135 \\ -0,0135 \end{smallmatrix}\right); \quad A_7 = 180h9(-0,100); \quad A_8 = 75h9(-0,074); \quad A_9 = 48h8(-0,039).$$

Приклад 11.2. (Обернена задача). Визначити номінальний розмір, допуск та граничні відхилення замикальної ланки A_{Δ} за відомими розмірами ступінчастого вала (рис. 11.2 в): $A_1=10H7\left(\begin{smallmatrix} +0,015 \end{smallmatrix}\right)$ мм; $A_2=36h7(-0,025)$ мм; $A_3 = 140JS8\left(\begin{smallmatrix} +0,0315 \\ -0,0315 \end{smallmatrix}\right)$ мм; $A_4=25JS7(\pm 0,0105)$ мм; $A_5=60JS7(\pm 0,015)$ мм.

Розрахунок. За вибраною технологією виготовлення ступінчастого вала ланка A_{Δ} утворюється останньою і замикає розмірний ланцюг, тобто вона є замикальною. Відповідно до схеми розмірного ланцюга збільшувальною є ланка A_3 , зменшувальними: A_1, A_2, A_4, A_5 . Результати розрахунків заносяться в табл. 11.3.

1. Визначається номінальний розмір замикальної ланки за формулою (11.1):

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m \bar{A}_i - \sum_{i=1}^n \bar{A}_i ;$$

$$A_{\Delta} = 140 - (10 + 36 + 25 + 60) = 9 \text{ мм.}$$

2. Визначається допуск замикальної ланки за формулою (11.5):

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m+n} TA_i ,$$

$$TA_{\Delta} = 15 + 25 + 63 + 21 + 30 = 154 \text{ мкм.}$$

3. Визначаються координати середини полів допусків складових ланок за формулою (11.10), дані заносяться в табл. 11.3.

Визначається координата середини поля допуску замикальної ланки за формулою (11.8):

$$ECA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m ECA_i - \sum_{i=1}^n ECA_i$$

$$ECA_{\Delta} = 0 - (+ 7,5 - 12,5 + 0 + 0) = + 5 \text{ мкм.}$$

Результати розрахунків до прикладу 11.2

Позначення ланки	Номинальний розмір, A_i , мм	Квалітет	Допуск T , мкм	Основне відхилення	Верхнє відхилення ES , мкм	Нижнє відхилення EI , мкм	Середина поля допуску, EC , мкм
A_Δ	9	-	154	-	+82	-72	+5
\bar{A}_1	10	7	15	H	+15	0	+7,5
\bar{A}_2	36	7	25	h	0	-25	-12,5
\bar{A}_3	140	8	63	JS	+31,5	-31,5	0
\bar{A}_4	25	7	21	JS	+10,5	-10,5	0
\bar{A}_5	60	7	30	JS	+15	-15	0

4. Визначається верхнє та нижнє відхилення замикальної ланки за формулами (11.14), (11.15):

$$ESA_\Delta = ECA_\Delta + \frac{1}{2}TA_\Delta \quad ESA_\Delta = +5 + 154 / 2 = +82 \text{ мкм};$$

$$EIA_\Delta = ECA_\Delta - \frac{1}{2}TA_\Delta \quad EIA_\Delta = +5 - 154 / 2 = -72 \text{ мкм}.$$

5. Перевірка за формулами (11.6) та (11.7):

$$ESA_\Delta = \sum_{i=1}^m ES\bar{A}_i - \sum_{i=1}^n EI\bar{A}_i, \quad ESA_\Delta = +31,5 - (0 - 25 - 10,5 - 15) = +82 \text{ мкм};$$

$$EIA_\Delta = \sum_{i=1}^m EI\bar{A}_i - \sum_{i=1}^n ES\bar{A}_i, \quad EIA_\Delta = -31,5 - (15 + 10,5 + 15) = -72 \text{ мкм}.$$

$$\text{Відповідь: } A_\Delta = 9^{+0,082}_{-0,072}$$

11.3. Ймовірнісний метод розрахунку розмірних ланцюгів

За цим методом допускається, що для певної, наперед передбаченої, кількості виробів, розмір замикальної ланки вийде за межі встановлених граничних розмірів. Деталі під час складання з'єднуються без припасування, регулювання та підбору.

Цей метод допускає певний відсоток (досить малий) бракованих виробів, але дозволяє призначати більш широкі та економічні, порівняно з методом повної взаємозамінності, допуски складових ланок.

Розрахунок розмірних ланцюгів в цьому випадку здійснюють ймовірнісним методом, способом призначення допусків однакового рівня точності [2, 6, 11, 16].

За ймовірнісним методом припускається, що розміри деталей у виробі – це незалежні випадкові величини і їхнє поєднання у виробі має випадковий характер. Замикальна ланка також є випадковою величиною, похибки якої є сумою незалежних (за значеннями відхилень) похибок складових ланок. Для визначення залежності між допусками замикальної та складових ланок розмірного

ланцюга використовують закони розподілу випадкових величин та теореми теорії ймовірності.

Із теорії ймовірності відомо, що дисперсія суми незалежних випадкових величин дорівнює сумі дисперсій цих величин, тобто

$$D(X_1 + X_2 + \dots + X_i) = DX_1 + DX_2 + \dots + DX_i.$$

Враховуючи, що $D(X) = \sigma^2 x$, можна записати:

$$\sigma(x_1 + x_2 + \dots + x_i) = \sqrt{\sigma^2 x_1 + \sigma^2 x_2 + \dots + \sigma^2 x_i}$$

або
$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \sigma^2 x_i} \quad (11.23)$$

де σx - середнє квадратичне відхилення випадкової величини x від її математичного очікування [7].

Для переходу від середніх квадратичних відхилень до допусків розмірів застосовують коефіцієнт відносного розсіювання, який залежить від закону розподілу випадкової величини:

$$\lambda_i = \frac{2\sigma x_i}{TA_i}. \quad (11.24)$$

Вважаючи, що $\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\Delta}$, формула допуску замикальної ланки запишеться, як:

$$TA_{\Delta} = \frac{2\sigma_{\Delta}}{\lambda_{\Delta}}. \quad (11.25)$$

Після відповідних підстановок та перетворень за формулами (11.23) – (11.25) отримано формулу для визначення допуску замикальної ланки за ймовірнісним методом:

$$TA_{\Delta} = \frac{1}{\lambda_{\Delta}} \cdot \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 \cdot TA_i^2}, \quad (11.26)$$

де λ_{Δ} , λ_i - коефіцієнти відносного розсіювання замикальної та складових ланок відповідно, які залежать від закону розподілу похибок складових та замикальної ланок.

В розрахунках розмірних ланцюгів найбільш часто застосовуються закони розподілу випадкових величин такі, як нормальний закон (закон Гауса), закон рівної ймовірності, закон трикутника (закон Сімпсона).

Коефіцієнт відносного розсіювання λ для наведених законів становить:

для нормального закону $\lambda = \frac{1}{3}$;

для закону рівної ймовірності $\lambda = \frac{1}{\sqrt{3}}$;

для закону трикутника $\lambda = \frac{1}{\sqrt{6}}$.

Розподіл розмірів замикальної ланки, незалежно від характеру розподілу розмірів складових ланок, буде наближатись до закону нормального розподілу.

В усталеному виробництві, у більшості випадків, розподіл розмірів деталей відбувається за законом нормального розподілу (закону Гауса).

Якщо похибки усіх ланок (і складових, і замикальної) змінюються за законом нормального розподілу, і границі розподілу розмірів $\pm 3\sigma$ збігаються з границями полів допусків TA_i (рис. 11.6), тоді для складової і замикальної ланок можна записати:

$$TA_i = 6\sigma_i; \quad \sigma_i = \frac{TA_i}{6}; \quad TA_{\Delta} = 6\sigma_{\Delta}; \quad \sigma_{\Delta} = \frac{TA_{\Delta}}{6}.$$

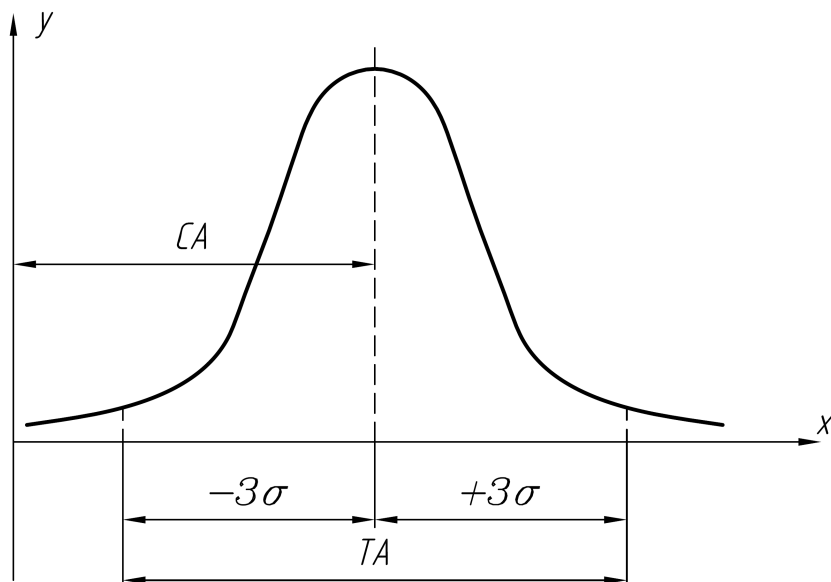


Рис. 11.6 - Функція нормального розподілу розмірів деталей у партії деталей

Після підстановки даних залежностей у формулу (11.26), отримано рівняння для визначення допуску замикальної ланки для цього випадку:

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_1^{m+n} TA_i^2}. \quad (11.27)$$

При цьому, у 0,27 % виробів розміри замикальної ланки можуть вийти за границі поля допуску. Тобто відсоток ризику P (відсоток браку) складає всього 0,27 %.

Якщо за певних конкретних умов допускається інший відсоток виробів, у яких розміри замикальної ланки вийдуть за границі поля допуску, тоді рівняння для визначення допуску замикальної ланки розмірних ланцюгів, у яких розподіл розмірів замикальної ланки відбувається за нормальним законом, має вигляд:

$$TA_{\Delta} = t \cdot \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 \cdot TA_i^2}, \quad (11.28)$$

де t – коефіцієнт ризику, який характеризує ймовірність виходу відхилень замикальної ланки за границі допуску, і залежить від прийнятого відсотку ризику P (відсотку бракованих виробів) - (табл. М.3).

Враховуючи, що $TA_i = k_i \cdot i_i$ і число одиниць допуску k повинно бути однаковим для усіх ланок ($k = const$), із рівняння (11.28), отримано формулу для визначення числа одиниць допуску k , за яким призначається квалітет складових ланок:

$$k = \frac{TA_{\Delta}}{t \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 i_i^2}}. \quad (11.29)$$

Якщо розмірний ланцюг містить стандартні вироби, тоді число одиниць допуску, за яким призначається квалітет складових ланок, розраховується, як:

$$k = \frac{1}{t} \sqrt{\frac{TA_{\Delta}^2 - \sum_{i=1}^p TA_i^2}{\sum_{i=1}^s \lambda_i^2 i_i^2}}, \quad (11.30)$$

де p – кількість стандартних виробів; s – кількість складових ланок без стандартних виробів: $s = m + n - p$.

За табл. М.1 визначають квалітет за найближчим значенням k . За обраним квалітетом призначаються допуски складових ланок (табл. А.2).

Після цього перевіряють виконання рівняння (11.27). Якщо отриманий розрахунковий допуск замикальної ланки відрізняється від заданого допуску: $TA_{\Delta}^{розр} \neq TA_{\Delta}$, то рекомендується визначити можливий відсоток ризику P за призначених значень допусків складових ланок та оцінити його допустимість. Для цього розраховують коефіцієнт t :

$$t = \frac{TA_{\Delta}}{\sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 TA_i^2}}, \quad (11.31)$$

за яким визначається можливий відсоток ризику P (табл. М.3). Якщо відсоток ризику (кількість браку) буде надмірною, тоді допуски на деякі ланки призначають за більш високим або більш низьким квалітетом.

Граничні відхилення складових ланок (крім залежної ланки) призначають: для розмірів отворів - як для основного отвору H ($EIA_i = 0$); для розмірів валів - як для основного вала h ($ESA_i = 0$), для решти розмірів граничні відхилення призначають симетричними $\pm TA_i/2$.

Граничні відхилення залежної ланки визначаються за формулами:

$$ESA_i = ECA_i + \frac{TA_i}{2}; \quad (11.32)$$

$$EIA_i = ECA_i - \frac{TA_i}{2}; \quad (11.33)$$

де ECA_i - координата середини поля допуску залежної ланки.

Приклад 11.3. (Пряма задача). На рис. 11.5 зображено вузол механізму. Для компенсації температурних деформацій у працюючому вузлі необхідно забезпечити зазор $A_{\Delta}=2^{+1,0}$ між торцем кришки 6 і підшипником 2. Призначити допуски та граничні відхилення складових ланок за умови, що у 0,27 % готових вузлів зазор може вийти за межі встановлених граничних розмірів. Розподіл

розмірів складових та замикальної ланки відбувається за законом нормального розподілу.

Розрахунок: Пункти 1, 2 і 3 розрахунку повністю відповідають розрахунку прикладу 11.1. Результати заносяться в табл. 11.4.

Таблиця 11.4

Результати розрахунків до прикладу 11.3

Позначення ланки	Номинальний розмір, мм	Одиниця допуску, i , мкм	Квалітет	Допуск T , мкм	Основне відхилення	Верхнє відхилення ES , мкм	Нижнє відхилення EI , мкм	Середина поля допуску, ES , мкм
A_{Δ}	2	-	-	1000	-	+1000	0	+500
\tilde{A}_1	7,1	0,9	12	150	JS	+75	-75	0
\tilde{A}_2	2	0,55	12	100	-	+165	-65	+115
\tilde{A}_3	360	3,54	12	570	h	0	-570	-285
\tilde{A}_4	7,1	0,9	12	150	h	0	-150	-75
\tilde{A}_5	14	1,08	12	180	JS	+90	-90	0
\tilde{A}_6	20	-	-	240	-	0	-240	-120
\tilde{A}_7	180	2,52	12	400	h	0	-400	-200
\tilde{A}_8	75	1,86	12	300	h	0	-300	-150
\tilde{A}_9	48	1,56	12	250	h	0	-250	-125
\tilde{A}_{10}	23	-	-	300	-	0	-300	-150

4. Визначається число одиниць допуску. За умови, що можливий відсоток ризику P (відсотку бракованих виробів) становить 0,27 %. За табл. М.3 йому відповідає коефіцієнт ризику $t = 3$. Коефіцієнт відносного розсіювання λ для закону нормального розподілу становить $\lambda = 1/3$.

Розмірний ланцюг містить стандартні вироби, тому число одиниць допуску, за яким вибирається квалітет складових ланок, визначається за формулою (11.30):

$$k = \frac{1}{t} \sqrt{\frac{TA_{\Delta}^2 - \sum_{i=1}^p TA_i^2}{\sum_{i=1}^s \lambda_i^2 i_i^2}} =$$

$$= \frac{1}{3} \sqrt{\frac{1000^2 - (240^2 + 300^2)}{\frac{1}{9}(0,9^2 + 0,55^2 + 3,54^2 + 0,9^2 + 1,08^2 + 2,52^2 + 1,86^2 + 1,56^2)}} = 174,9.$$

За табл. М.1 найближче значення $k = 160$, що відповідає 12-му квалітету, за яким і призначаються допуски складових ланок (табл. А.2), за виключенням ланок A_6 і A_{10} .

Після цього визначається розрахунковий допуск замикальної ланки за рівнянням (11.27):

$$TA_{\Delta}^{pozp} = \sqrt{\sum_1^{m+n} TA_i^2} =$$

$$= \sqrt{150^2 + 100^2 + 570^2 + 150^2 + 180^2 + 240^2 + 400^2 + 300^2 + 250^2 + 300^2} = 934 \text{ мкм.}$$

Отриманий розрахунковий допуск замикальної ланки відрізняється від заданого допуску $TA_{\Delta} = 1000$ мкм, тому визначається можливий відсоток ризику P за призначених значень допусків складових ланок та оцінюється його допустимість. Коефіцієнт ризику t розраховується за формулою (11.31):

$$t = \frac{TA_{\Delta}}{\sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 TA_i^2}} =$$

$$= \frac{1000}{\sqrt{\left(\frac{1}{3}\right)^2 (150^2 + 100^2 + 570^2 + 150^2 + 180^2 + 240^2 + 400^2 + 300^2 + 250^2 + 300^2)}} = 3,21.$$

За табл. М.3 цьому коефіцієнту відповідає відсоток ризику $P = 0,137 \%$, який є безумовно задовільним, так як він є меншим за заданий $P = 0,27 \%$.

Значення допусків заносяться в табл. 11.4.

5. Визначаються граничні відхилення складових ланок.

Граничні відхилення і середини полів допусків складових ланок, за винятком залежної ланки A_2 , визначається, як у прикладі 11.1. Після цього, за залежністю 11.8, визначається середина поля допуску залежної ланки A_2 :

$$ECA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m ECA_i - \sum_{i=1}^n ECA_i,$$

$$+ 500 = ECA_2 - 285 - 75 - (0 + 0 - 120 - 200 - 150 - 125 - 150); \quad ECA_2 = +115 \text{ мкм.}$$

Граничні відхилення залежної ланки A_2 визначаються за формулами (11.32), (11.33):

$$ESA_2 = ECA_2 + \frac{TA_2}{2} = +115 + \frac{100}{2} = +165 \text{ мкм;}$$

$$EIA_2 = ECA_2 - \frac{TA_2}{2} = +115 - \frac{100}{2} = +65 \text{ мкм.}$$

Результати заносяться в табл. 11.4.

На кресленнях деталей, які складають даний розмірний ланцюг, розміри їхніх елементів, що входять складальними ланками, повинні позначатись:

$$A_1 = 7,1JS12_{(-0,075)}^{(+0,075)}; \quad A_2 = 2_{(+0,065)}^{(+0,165)}; \quad A_3 = 360h12_{(-0,570)}; \quad A_4 = 7,1h12_{(-0,150)};$$

$$A_5 = 14JS12_{(-0,090)}^{(+0,090)}; \quad A_7 = 180h9_{(-0,100)}; \quad A_8 = 75h12_{(-0,300)}; \quad A_9 = 48h12_{(-0,250)}.$$

Приклад 10.4. (Обернена задача). Визначити номінальний розмір, допуск та граничні відхилення замикальної ланки A_{Δ} за відомими розмірами ступінчастого вала (рис. 11.2 в): $A_1 = 10H7_{(+0,015)}^{(+0,015)}$ мм; $A_2 = 36h7_{(-0,025)}$ мм; $A_3 = 140JS8_{(-0,0315)}^{(+0,0315)}$ мм; $A_4 = 25JS7_{(\pm 0,0105)}$ мм; $A_5 = 60JS7_{(\pm 0,015)}$ мм.

Розрахунок виконати за ймовірнісним методом за умови, що розподіл розмірів складових та замикальної ланки відбувається за законом нормального розподілу, коефіцієнт ризику $P = 0,27 \%$.

Розрахунок.

1. Визначається номінальний розмір замикальної ланки за формулою (11.1):

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m \bar{A}_i - \sum_{i=1}^n \bar{A}_i$$

$$A_{\Delta} = 140 - (10 + 36 + 25 + 60) = 9 \text{ мм}$$

2. Визначається допуск замикальної ланки за формулою (11.27)

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_1^{m+n} TA_i^2}$$

$$TA_{\Delta} = \sqrt{15^2 + 25^2 + 63^2 + 21^2 + 30^2} = 78 \text{ мкм.}$$

3. Визначаються координати середини полів допусків складових ланок за формулою (11.10), дані заносяться в табл. 11.5.

Таблиця 11.5

Результати розрахунків до прикладу 11.4

Позначення ланки	Номінальний розмір, A_i , мм	Квалітет	Допуск T , мкм	Основне відхилення	Верхнє відхилення ES , мкм	Нижнє відхилення EI , мкм	Середина поля допуску, EC , мкм
A_{Δ}	9	-	78	-	+44	-34	+5
\bar{A}_1	10	7	15	H	+15	0	+7,5
\bar{A}_2	36	7	25	h	0	-25	-12,5
\bar{A}_3	140	8	63	JS	+31,5	-31,5	0
\bar{A}_4	25	7	21	JS	+10,5	-10,5	0
\bar{A}_5	60	7	30	JS	+15	-15	0

Визначається координата середини поля допуску замикальної ланки за формулою (11.8):

$$ECA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m EC\bar{A}_i - \sum_{i=1}^n EC\bar{A}_i$$

$$ECA_{\Delta} = 0 - (+7,5 - 12,5 + 0 + 0) = +5 \text{ мкм.}$$

4. Визначається верхнє та нижнє відхилення замикальної ланки за формулами (11.14), (11.15):

$$ESA_{\Delta} = ECA_{\Delta} + \frac{1}{2}TA_{\Delta} \quad ESA_{\Delta} = +5 + 78 / 2 = +44 \text{ мкм;}$$

$$EIA_{\Delta} = ECA_{\Delta} - \frac{1}{2}TA_{\Delta} \quad EIA_{\Delta} = +5 - 78 / 2 = -34 \text{ мкм.}$$

Відповідь: $A_{\Delta} = 9^{+0,044}_{-0,034}$

11.4. Метод групової взаємозамінності (селективного складання)

За цим методом деталі виготовляють з порівняно широкими, технологічно здійсненими допусками. Після виготовлення їх сортують на рівну кількість груп з більш вузькими груповими допусками. Складання вузлів та механізмів здійснюють з деталей, що належать до однойменних груп. Складання з попереднім сортуванням деталей на групи називається селективним складанням. Потрібна точність замикальної ланки розмірного ланцюга досягається шляхом включення в розмірний ланцюг складових ланок, що належать до відповідних груп. Перевагою цього методу є можливість підвищення точності замикальної ланки, не підвищуючи точність складових ланок. Недоліком є ускладнення контролю, зростання трудомісткості складання, можливість незавершеного виробництва. Застосовують у масовому та крупносерійному виробництві.

Розрахунки виконуються за методом максимуму-мінімуму. Основними розрахунковими формулами є формули (11.5) та (11.8).

За селективного складання в посадках із зазором та в посадках з натягом найбільші граничні зазори та натяги зменшуються, а найменші збільшуються. У перехідних посадках найбільші граничні зазори та натяги зменшуються.

Кількість груп сортування деталей визначається, як:

$$n_{ep} = \frac{\sum_{i=1}^{m+n} TA_i}{TA_{\Delta}}, \quad (11.34)$$

де TA_i – економічно прийнятні виробничі допуски складових ланок; TA_{Δ} – допуск замикальної ланки; m – кількість збільшувальних ланок; n – кількість зменшувальних ланок.

Отримане число округляється до цілого. Зазвичай, кількість груп сортування n_{ep} береться від 2 до 5, тільки у виробництві підшипників $n_{ep} = 10 \div 15$.

Допуск складової ланки в межах однієї групи (груповий допуск) становить:

$$TA_i^{ep} = \frac{TA_i}{n_{ep}}; \quad (11.35)$$

відповідно допуск замикальної ланки буде:

$$TA_{\Delta} = n \sum_{i=1}^{m+p} TA_i^{ep} \quad (11.36)$$

Причому необхідно дотримуватись умови рівності суми допусків збільшувальних та зменшувальних ланок:

$$\sum_{i=1}^m T\bar{A}_i = \sum_{i=1}^n T\bar{A}_i; \quad \sum_{i=1}^m T\bar{A}_i^{ep} = \sum_{i=1}^n T\bar{A}_i^{ep}. \quad (11.37)$$

Селективне складання доцільніше застосовувати, коли в посадках допуски отвору і валу однакові ($T_D = T_d$), тоді груповий зазор або натяг для кожної групи сортування залишається постійним і з'єднання отримуються більш одно-

рідними.

Наприклад, для з'єднання вала з отвором призначена посадка із зазором $\varnothing 80H10/d10$. Отвори для цього з'єднання виготовляють за розміром $\varnothing 80H10(^{+0,120}_{-0,120})$, а вали - $\varnothing 80d10(^{-0,100}_{-0,220})$.

Вал з отвором утворює складальний розмірний ланцюг, замикальною ланкою якого є зазор $S = A_\Delta$ (рис. 11.7). Розмір отвору є збільшувальною ланкою \bar{A}_1 , розмір вала – зменшувальною ланкою \bar{A}_2 .

За звичайного складання граничними розмірами замикальної ланки є: найбільший граничний зазор:

$$S_{\max} = ES - ei = 120 - (-220) = 340 \text{ мкм};$$

найменший граничний зазор:

$$S_{\min} = EI - es = 100 \text{ мкм};$$

координата середини поля допуску замикальної ланки – це середній зазор:

$$S_c = (S_{\max} + S_{\min})/2 = (340 + 100) / 2 = 220 \text{ мкм};$$

допуск замикальної ланки – це допуск посадки:

$$T_S = S_{\max} - S_{\min} = 340 - 100 = 240 \text{ мкм}.$$

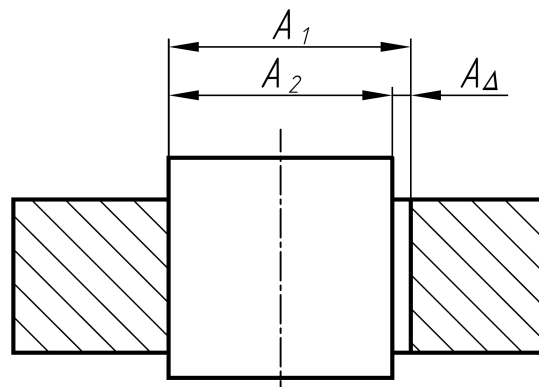


Рис. 11.7 - Схема посадки розмірного ланцюга - посадки з зазором

Схема полів допусків посадки показана на рис. 11.8, а.

Якщо середній зазор $S_c = 220$ мкм задовольняє експлуатаційним вимогам до з'єднання, найбільший граничний зазор є занадто великим, а найменший граничний зазор занадто малим, тоді перед складанням деталі сортують на групи. На рис. 11.8, б поля допусків отвору і вала поділені на три рівні групи ($n_{ep}=3$) і пронумеровані в однаковому напрямку (знизу вгору). Отвори з групи 1 - $\varnothing 80(^{+0,040}_{+0,040})$ з'єднують з валами з групи 1 - $\varnothing 80(^{-0,180}_{-0,220})$; отвори з групи 2 - $\varnothing 80(^{+0,080}_{+0,040})$ з'єднують з валами з групи 2 - $\varnothing 80(^{-0,140}_{-0,180})$; отвори з групи 3 - $\varnothing 80(^{+0,120}_{+0,080})$ з'єднують з валами з групи 3 - $\varnothing 80(^{-0,100}_{-0,140})$. Значення найбільшого і найменшого граничних зазорів, середнього зазору та допуску посадки для кожної з груп наведено в табл. 11.6.

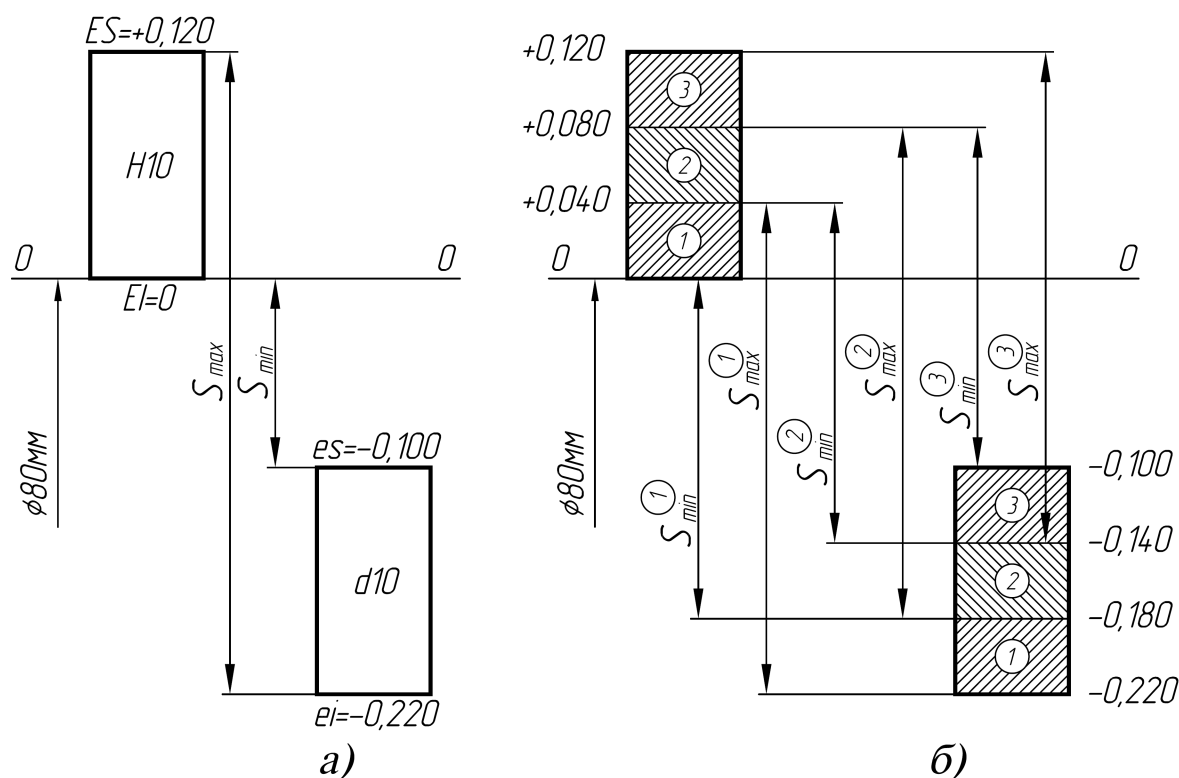


Рис. 11.8 - Схема посадки $\varnothing 80H10/d10$ та визначення групових зазорів ($n_{ep}=3$)

Таблиця 11.6

Значення зазорів у групах сортування для посадки $\varnothing 80H10/d10$

Зазор	Значення зазору, мкм		
	Групи сортування		
	1	2	3
S_{\max}^{ep}	260	260	260
S_{\min}^{ep}	180	180	180
S_c^{ep}	220	220	220
T_S^{ep}	80	80	80

Поділ на групи сортування призвів до зменшення найбільшого граничного зазору та збільшення найменшого граничного зазору, а також до збільшення точності замикальної ланки без збільшення точності виготовлення складових ланок (допуск замикальної ланки T_S зменшився з 240 мкм до 80 мкм).

Якщо в посадці допуски отвору і валу різні ($T_D \neq T_d$), тоді і граничні зазори в кожній групі сортування (S_{\max}^{ep} , S_{\min}^{ep}) будуть різними.

Для розмірних ланцюгів типу отвір – вал – зазор граничні розміри групового зазору можуть бути визначені за формулами [11]:

$$S_{\min}^n = S_{\min}^1 + \frac{n_{ep} - 1}{n_{ep}} (T_D - T_d); \quad (11.38)$$

$$S_{\max}^n = S_{\max}^1 + \frac{n_{ep} - 1}{n_{ep}} (T_D - T_d); \quad (11.39)$$

$$S_{\min}^1 = EI - (ei + \frac{T_d}{n_{ep}}); \quad (11.40)$$

$$S_{\max}^1 = S_{\min}^1 + \frac{1}{n_{zp}}(T_D + T_d). \quad (11.41)$$

Для розмірних ланцюгів типу отвір – вал – натяг граничні розміри групового натягу можуть бути визначені за формулами:

$$N_{\min}^n = N_{\min}^1 + \frac{n_{zp} - 1}{n_{zp}}(T_d - T_D); \quad (11.42)$$

$$N_{\max}^n = N_{\max}^1 + \frac{n_{zp} - 1}{n_{zp}}(T_d - T_D); \quad (11.43)$$

$$N_{\min}^1 = ei - (EI + \frac{T_D}{n_{zp}}); \quad (11.44)$$

$$N_{\max}^1 = N_{\min}^1 + \frac{1}{n_{zp}}(T_D + T_d). \quad (11.45)$$

Під час вибору кількості сортувальних груп (n_{zp}) необхідно враховувати, що можливі відхилення форми повинні знаходитись в межах групового допуску. У разі їхнього перевищення, сортування на групи неможливе, так як розміри, виміряні у різних перерізах однієї деталі, можуть входити у різні сортувальні групи.

11.5. Метод припасування

За цим методом потрібна точність замикальної ланки розмірного ланцюга досягається під час складання за рахунок зміни розміру наперед визначеної деталі – компенсатора, шляхом зняття з нього певного шару матеріалу. Розміри усіх складових ланок виготовляють за економічно прийнятними допусками, зумовленими умовами виробництва. В результаті допуск замикальної ланки TA_{Δ}' може перевищувати встановлений допуск замикальної ланки TA_{Δ} : $TA_{\Delta}' > TA_{\Delta}$

Величина компенсації, яка повинна бути видалена з розмірного ланцюга шляхом зміни розміру компенсуючої ланки визначається, як:

$$TA_{\kappa} = TA_{\Delta}' - TA_{\Delta} \quad (11.46)$$

Виробничий допуск замикальної ланки TA_{Δ}' визначається з урахуванням допуску компенсуючої ланки: за формулою (11.5), якщо задача вирішується методом максимуму-мінімуму або за формулою (11.28), якщо задача вирішується ймовірнісним методом.

Для того, щоб забезпечити на компенсаторі шар матеріалу (припуск), необхідний для припасування і, в той же час, достатній для видалення максимального відхилення замикальної ланки, до координати середини поля допуску компенсуючої ланки додається поправка Δ_{κ} :

$$\Delta_{\kappa} = \frac{TA_{\kappa}}{2} + ECA_{\Delta}' - ECA_{\Delta}, \quad (11.47)$$

де ECA'_Δ – середина поля допуску замикальної ланки, розрахована за встановленими економічно доцільними серединами полів допусків складових ланок; ECA_Δ – середина заданого поля допуску замикальної ланки.

Граничні відхилення компенсуючої ланки визначаються, як:

$$ESA_k = ECA_k + \frac{TA_k}{2} \quad (11.48)$$

$$EIA_k = ECA_k - \frac{TA_k}{2}, \quad (11.49)$$

де ECA_k – середина поля допуску компенсуючої ланки з урахуванням поправки Δ_k .

За компенсуючу ланку (компенсатор) береться деталь, що входить в розмірний ланцюг, зміна розміру якої, під час додаткового оброблення, потребує найменших витрат. Це може бути кільце, втулка, планка тощо.

Перевагою методу припасування є можливість забезпечення високої точності замикальної ланки за виготовлення складових ланок з економічно прийнятними допусками. Недоліками цього методу є ускладнення та здорожчання виготовлення, так як припасувальні роботи, в основному, виконуються вручну висококваліфікованими робітниками, також ускладнюється планування та нормування виробництва.

11.6. Метод регулювання

За цим методом потрібна точність замикальної ланки розмірного ланцюга досягається під час складання зміною розміру компенсуючої ланки без видалення матеріалу або зміною її положення. Розміри складових ланок виготовляють за економічно прийнятними допусками.

Застосовуються нерухомі або рухомі компенсатори. У якості нерухомих компенсаторів застосовують комплекти деталей: змінні кільця, прокладки, втулки, шайби тощо. Комплект змінних деталей складається із декількох груп (ступенів), кількість яких N визначається потрібною величиною компенсації TA_k (11.46) і допуском замикальної ланки TA_Δ :

$$N = \frac{TA'_\Delta}{TA_\Delta - TA_k}; \quad (11.50)$$

де TA_k – допуск на виготовлення нерухомого компенсатора.

Товщина s кожної змінної прокладки повинна бути менша допуску замикальної ланки: $s \leq TA_\Delta$.

Залежно від величини TA_k підбирають змінну деталь з відповідної групи або змінюють їхню кількість.

У якості рухомих компенсаторів застосовують спеціальні конструкції деталей - регульовані упори, клини тощо, за рахунок регулювання положення яких (переміщення або повороту) досягається потрібне значення замикальної ланки.

Перевагою методу регулювання є можливість призначення економічно прийнятних допусків складових ланок та можливість регулювання розміру за-

микальної ланки не тільки під час складання, а й під час експлуатації механізму, наприклад, для компенсації зношування.

Недоліком є можливе збільшення деталей в механізмі, а значить, ускладнення конструкції та складання.

11.7. Контрольні запитання

1. Що називають розмірним ланцюгом і які задачі вирішують за допомогою розмірних ланцюгів?
2. З яких ланок складаються розмірні ланцюги? Дайте визначення.
3. Як складаються розмірні ланцюги? Основні вимоги. Наведіть приклад складання детального розмірного ланцюга.
4. Основні залежності розмірних ланцюгів.
5. Пряма і обернена задачі, які вирішуються за допомогою розмірних ланцюгів.
6. Метод повної взаємозамінності. Переваги і недоліки.
7. Способи визначення допусків складових ланок за методом повної взаємозамінності.
8. Як визначається допуск замикальної ланки та квалітет складових ланок за методом повної взаємозамінності?
9. Залежності для визначення граничних розмірів, граничних відхилень та середини поля допуску замикальної ланки за методом повної взаємозамінності.
10. Ймовірнісний метод. Переваги і недоліки. Залежність для визначення допуску замикальної ланки за ймовірнісним методом.
11. Як визначається допуск замикальної ланки та квалітет складових ланок, якщо розподіл розмірів замикальної ланки відбувається за нормальним законом?
12. Метод групової взаємозамінності. Переваги та недоліки.
13. Селективне складання. Залежності для визначення кількості сортувальних груп, допуску складової ланки в межах однієї групи, допуску замикальної ланки.
14. Метод припасування. Переваги і недоліки. Визначення величини компенсації, поправки та граничних відхилень компенсуючої ланки.
15. Метод регулювання. Переваги і недоліки. Як визначається кількість ступенів нерухомих компенсаторів?

11.8. Контрольні завдання

Завдання 11.1. Виконати розрахунок детального розмірного ланцюга: 1) за методом максимуму-мінімуму; 2) за ймовірнісним методом (рис. 11.9), (табл. 11.7).

Примітки. 1. Для визначення допуску складових ланок використовувати спосіб однакової точності, тобто одного квалітету. 2. Граничні відхилення складових ланок призначати: для розмірів валів – h ; для отворів – H ; решти – $\pm IT/2$. 3. Під час вирішення розмірного ланцюга за ймовірнісним методом прийняти

ризик виходу замикальної ланки за границі поля допуску $P=0,27\%$; розподіл розмірів складових ланок прийняти таким, що відповідає нормальному закону.

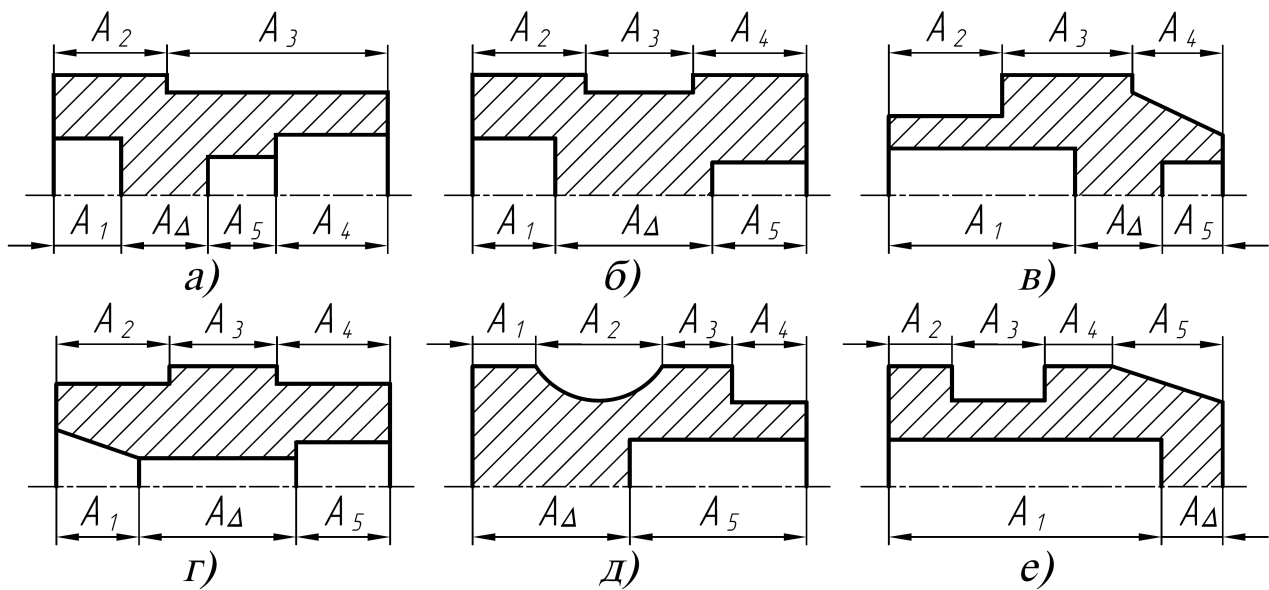


Рис. 11.9 - Схеми розмірних ланцюгів

Таблиця 11.7

Варіанти контрольних завдань 11.1.

№	Схема	A_Δ	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5
1	а	$20 \pm 0,6$	18	30	60	32	19
2		$34^{+0,35}_{-0,25}$	25	42	85	40	26
3		$20_{-0,75}$	11	21	40	20	12
4		$42^{+0,85}_{+0,15}$	30	50	100	48	32
5		$25_{-0,85}$	21	34	71	36	22
6	б	$50^{+0,9}$	18	30	32	28	24
7		$68 \pm 0,5$	28	42	45	40	32
8		$26^{+0,95}_{+0,10}$	13	18	20	17	15
9		$75^{+0,20}_{-0,75}$	34	50	53	48	40
10		$53_{-0,95}$	25	36	38	35	30
11	в	$25^{+0,10}_{-0,95}$	48	28	34	24	14
12		$36 \pm 0,4$	67	40	50	32	20
13		$15^{+0,85}_{+0,25}$	30	18	22	15	10
14		$36^{+0,80}_{+0,05}$	85	48	60	40	25
15		$28_{-0,82}$	60	36	42	30	18
16	г	$50^{+0,82}$	18	28	32	28	22
17		$65_{-0,85}$	28	42	45	40	32
18		$30_{-0,72}$	10	19	20	18	15
19		$74^{+0,74}_{+0,10}$	36	50	55	48	42
20		$55 \pm 0,4$	26	36	40	32	29
21	д	$40_{-0,90}$	16	34	17	20	45
22		$55js9$	21	50	24	28	67
23		$25^{+0,86}_{+0,12}$	10	22	11	13	30
24		$65_{-0,80}$	25	60	28	34	80
25		$55 \pm 0,4$	20	45	22	25	56
26	е	$14^{+0,75}$	71	15	25	16	30
27		$26_{-0,80}$	100	22	34	24	45
28		$13^{+0,85}_{+0,05}$	45	10	16	11	20
29		$30 \pm 0,5$	120	26	42	30	50
30		$20_{-0,92}$	90	19	32	21	36

РОЗДІЛ 12. ПРИЗНАЧЕННЯ ПОСАДОК ДЛЯ З'ЄДНАНЬ СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ

Під час проектування вузлів або складальних одиниць вибір посадок за методами аналогів або подібності здійснюється в наступній послідовності:

- аналізуються конструкція та функціональне призначення вузла, умови експлуатації;
- визначаються призначення та характер з'єднань деталей: рухомі чи нерухомі. Якщо з'єднання нерухоме – то за рахунок чого забезпечується нерухомість (додатковим кріпленням або силами тертя);
- визначаються вимоги до точності та центрування з'єднань;
- для з'єднань, що працюють з навантаженням, визначається значення та характер навантаження; швидкість відносного переміщення, можливість розбирання або регулювання з'єднань під час експлуатації тощо;
- встановлюється для усіх з'єднань вузла види посадок: із зазором, з натягом або перехідні, враховуючи, що посадки із зазором призначають для рухомих з'єднань і нерухомих з низькою точністю центрування та додатковим кріпленням болтами, гвинтами тощо; посадки з натягом призначають для забезпечення нерухомості деталей з'єднань за рахунок сил тертя та високої точності центрування; перехідні посадки призначають за високих вимог до точності центрування з'єднання та забезпечення достатньо легкого складання та розбирання;
- користуючись рекомендаціями розділів 4, 5, 7, 8, 9, 11, довідників чи науково-технічної літератури, призначаються посадки для з'єднань складальної одиниці або вузла, що проектується.

В першу чергу призначаються посадки підшипників кочення, потім посадки з'єднань, які передають крутні моменти та осьові сили (з'єднання з валами зубчастих та черв'ячних коліс, шківів, муфт, маховиків тощо), потім посадки стаканів в корпуси, посадки кришок підшипників та ущільнень, дистанційних втулок та кілець на вали та в корпуси, посадки шліцьових, шпонкових та різбових з'єднань.

12.1. Рекомендації з вибору посадок типових з'єднань складальних одиниць

Установка підшипників кочення та ковзання. Посадки кілець підшипників кочення на вал та в отвір корпусу призначаються за рекомендаціями розділу 7. Для підшипників ковзання необхідний зазор, як правило, розраховують. Для вибору посадок підшипників ковзання розрахунковим методом або за методом аналогів можна скористатися рекомендаціями розділу 4.2.

Установка зубчастих коліс на вали. Вибір посадки залежить від потрібної точності центрування та способу передачі крутного моменту (шпонковим чи шліцьовим з'єднанням, або посадкою з натягом), а також можливості розбирання з'єднання під час експлуатації (для огляду, ремонту або заміни). Висока точність центрування необхідна для зменшення биття зубчастого вінця у зібра-

ній передачі. Якщо корпус нероз'ємний, складання деталей здійснюють всередині корпусу в складних умовах, тоді для установки зубчастого колеса на вал застосовують перехідну посадку. За передачі крутного моменту шпонковим з'єднанням посадки можна вибирати за рекомендаціями табл. 12.1.

Шліцьові з'єднання, порівняно із шпонковими, здатні передавати більші крутні моменти, забезпечують високу точність центрування і мають більший опір втомі. Застосовують ці з'єднання для нерухомих і рухомих з'єднань зубчастих коліс з валами. Вибір посадок визначається функціональним призначенням з'єднання, способом центрування і регламентуються ГОСТ 1139-80 та ГОСТ 6033-80. Рекомендації з вибору посадок наведено в розділі 8.

Таблиця 12.1

Рекомендовані посадки у з'єднаннях зубчастих коліс з валами [3]

Конструкція корпусу	Вид передачі	Умови роботи передачі	
		Нереверсійні	Реверсійні
Роз'ємний	Циліндрична прямозуба	$H7/p6$	$H7/r6$
	Циліндрична косозуба, черв'ячна	$H7/r6$	$H7/s6$
	Конічна	$H7/s6$	$H7/t6$
Нероз'ємний	Усі види передач	$H7/k6$	$H7/m6$

Для полегшення складання рекомендується передбачати на валу направляючу циліндричну ділянку з полем допуску $d11$, яка допоможе сумістити шпонковий паз колеса із шпонкою на валу (рис.12.1).

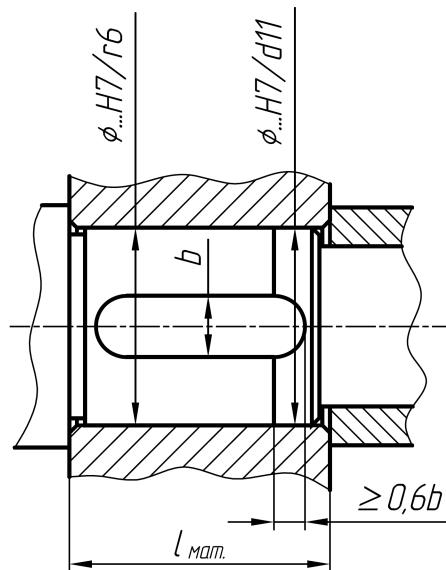


Рис. 12.1 – Виконання направляючої циліндричної ділянки вала

Установка стаканів в корпуси. В стаканах встановлюють, як правило, підшипники валів циліндричних, конічних, і черв'ячних коліс (рис. 12.2). За призначенням стакани поділяють: для радіальної фіксації підшипників (рис. 12.2, в); для радіальної та осьової фіксації підшипників (рис. 12.2, а, г) і для радіальної та осьової фіксації пари підшипників (рис. 12.2, б). Посадка стакана в корпус повинна забезпечувати обов'язкове центрування і можливість переміщення під час складання та експлуатації підшипників для регулювання зачеплення та ущільнення. Нерухомість стаканів після регулювання та установки

необхідного комплекту прокладок між фланцем стакана та корпусом досягається кріпленням гвинтами. В той же час значні зазори можуть призвести до зміщення осі обертання вала і, як наслідок, збільшення концентрації навантаження. Тому для таких з'єднань призначають посадки з мінімальними зазорами $H7/h6$ або перехідні посадки $H7/js6$ (рис. 12.2, а, б). Для нерухомих в осьовому напрямку стаканів призначають посадки $H7/k6$ (рис. 12.2, в, г) або $H7/m6$.

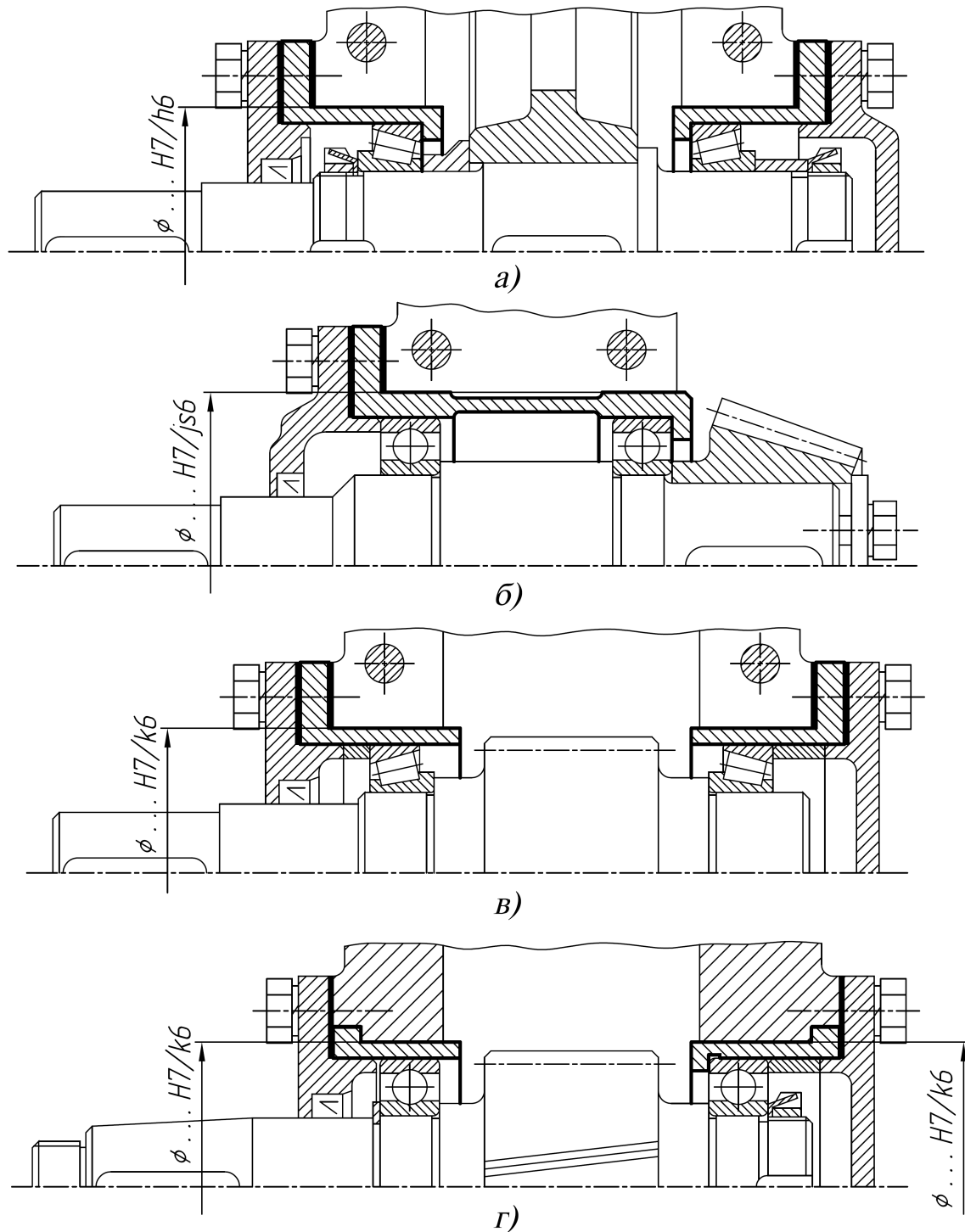


Рис. 12.2 - Приклади установки стаканів: а – вал циліндричної передачі; б – вал конічної передачі; в – черв'ячний вал черв'ячної передачі; г – вал-шестерня циліндричної косозубої передачі

Установка кришок підшипників та ущільнень. Для попередження витікання мастила із корпусів підшипникових вузлів та механічних передач і попадання до них абразивних часток із навколишнього середовища отвори корпусних деталей закриваються кришками за ДСТУ ГОСТ 18511:2008, ДСТУ ГОСТ 18512:2008, ДСТУ ГОСТ 18513:2008 та ГОСТ 18514-73. За конструкцією кришки поділяють на накладні, що прикріплюються до корпусу гвинтами (рис. 12.3, а, в) і закладні або врізні (рис. 12.3, б, г). Кожна з цих конструкцій кришок може бути глухою (рис. 12.3, а, б) або мати отвір для виходу вала та гніздо для ущільнення манжетного типу (рис. 12.3, в, г).

Посадки кришок повинні забезпечувати легке встановлення та знімання кришок. Якщо торцеві поверхні таких кришок вільні і не служать базами для установки підшипників кочення, то точне центрування глухих кришок відносно отвору корпусу не потрібно – вони призначені тільки для закриття отвору корпусу. Центрувальна поверхня такої кришки (та, що спряжена з отвором корпусу) виконується з полем допуску $d11$ (для кришок, що кріпляться до корпусу гвинтами) (рис. 12.3, а) і з полем допуску $h8$ (для кришок, що закладаються в отвір корпусу) (рис. 12.3, б). Центрувальна поверхня кришки з отвором для виходу вала, для забезпечення надійної роботи ущільнення, виконується з полем допуску $h8$ (рис. 12.3, в). Поле допуску отвору корпусу визначається під час вибору посадок підшипників кочення (розділ 7.2). Отвір кришки під ущільнення D_M (рис. 12.3, в, г) виконується з полем допуску $H9$, а спряжений з ущільненням вал – з полем допуску $h11$. Для усіх кришок, що закладаються в отвір корпусу, посадка виступу кришки в пазу корпусу b призначається $H11/h11$ (рис. 12.3, б, г).

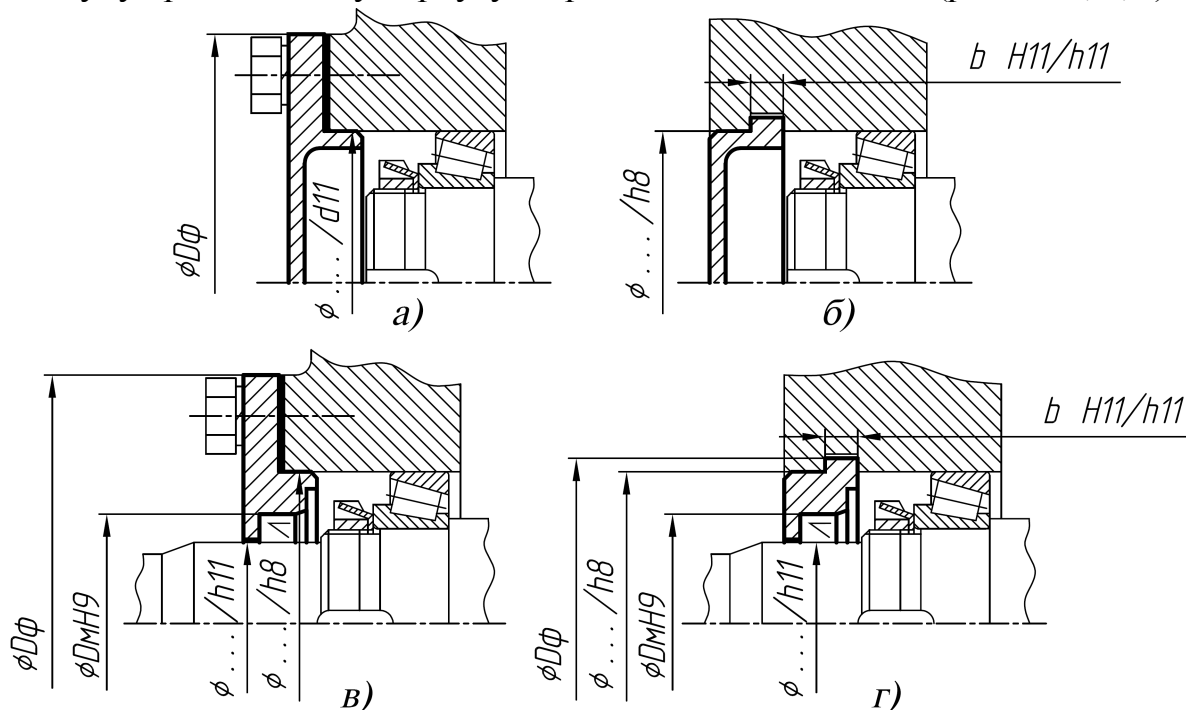


Рис. 12.3 - Установка кришок підшипників з вільною торцевою поверхнею:

а) глуха накладна; б) глуха закладна; в) накладна з отвором для виходу вала та з гніздом для ущільнення манжетного типу; г) закладна з отвором для виходу вала та з гніздом для ущільнення манжетного типу (D_ϕ – зовнішній діаметр фланця кришки; D_M – діаметр отвору під манжетне ущільнення; b – ширина виступу кришки в пазу корпусу)

Торцеві поверхні кришок можуть бути базовими для установки підшипників кочення. В цьому випадку торцева поверхня кришки стикається із зовнішнім кільцем підшипника (рис. 12.4, а) або між торцевою поверхнею кришки та зовнішнім кільцем підшипника встановлене дистанційне кільце (рис. 12.4, б, в). Розмір висоти центрувальної поверхні h , як правило входить складовою ланкою складального розмірного ланцюга, що визначає осьовий зазор у комплекті вала з підшипниками кочення. Граничні відхилення на цей розмір призначають симетричними $\pm IT/2$.

Установка дистанційних втулок та кілець. Між підшипниками та базовими торцями валів, зубчастих або черв'ячних коліс, корпусів можуть бути встановлені дистанційні кільця або втулки. Кільцями вважаються деталі, у яких відношення довжини l до діаметра посадки $d(D) - l/d(D) < 0,8$, а втулками деталі, у яких це відношення $l/d(D) \geq 0,8$ [5].

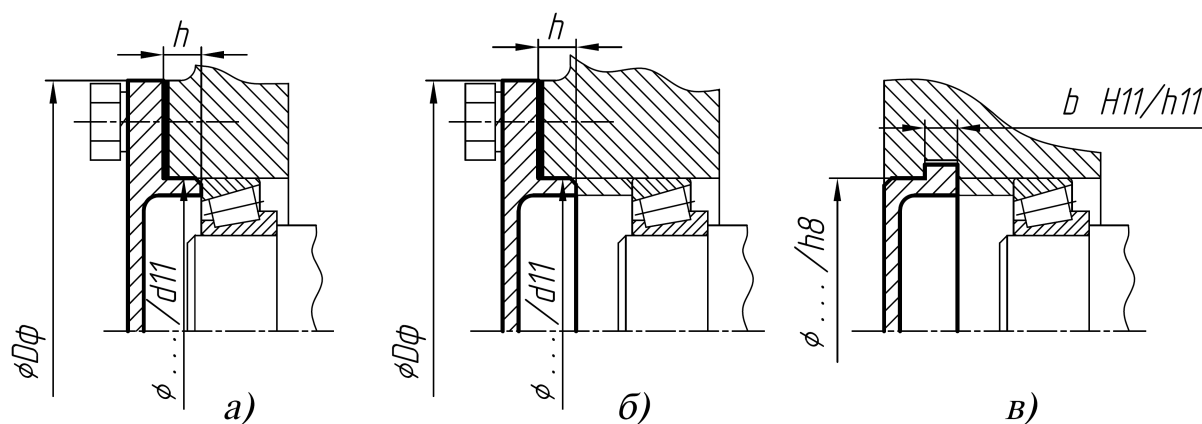


Рис. 12.4 - Установка кришок підшипників з базовою торцевою поверхнею:
а) торцева поверхня кришки стикається із зовнішнім кільцем підшипника;
б), в) між торцевою поверхнею кришки і зовнішнім кільцем підшипника встановлено дистанційне кільце

Положення втулки на валу або в отворі корпусу визначається з'єднанням по внутрішній (D) або зовнішній циліндричній поверхні (d). Посадки втулок повинні забезпечувати малі зазори або малі натяги. За великого зазору втулка за своїми показниками перетворюється на кільце, за великого натягу ускладнюється складання. Тому для посадок дистанційних втулок на вал і в отвір корпусу можна призначати одну з посадок $H7/js6$, $H7/k6$, $H7/m6$ (рис. 12.5, а, б, в).

Якщо поля допусків спряжених з кільцями або втулками валів або отворів призначені посадками сусідніх деталей (підшипників кочення, зубчастих або черв'ячних коліс тощо), необхідно підбирати поле допуску отвору або зовнішнього діаметра втулки чи кільця таким чином, щоб забезпечити потрібний характер з'єднання. Поле допуску повинно бути переважним або рекомендованим за ГОСТ 25347-82 (див. табл. 1.3 та 1.4).

Положення кільця на валу або в отворі корпусу визначається його торцями (рис. 12.6). Якщо між отвором або зовнішнім діаметром кільця і спряженою поверхнею є гарантований зазор, то під час притискання кільця до торця сусідньої деталі, прилягання торця кільця буде повним. Тому, для зручності установки кілець, посадки необхідно призначати тільки з гарантованим зазором. Якщо

вибір посадок нічим не обумовлений, то можна призначати посадки $H11/d11$, $H10/d10$, $H9/d9$. За великої частоти обертання вала ($n \geq 1500 \text{ хв}^{-1}$) для зниження можливого дисбалансу посадки кілець слід призначати $H8/h8$, $H8/h7$, $H7/h6$. Якщо поля допусків спряжених валів призначені у зв'язку з посадками сусідніх деталей, то для забезпечення гарантованого зазору призначають для отвору кільця поле допуску $D11$, $D10$ або $D9$ (рис. 12.6, а, б). Поле допуску зовнішнього діаметра кільця, яке вставляється в отвір корпусу, призначають $d11$ (рис. 12.6, в, г).

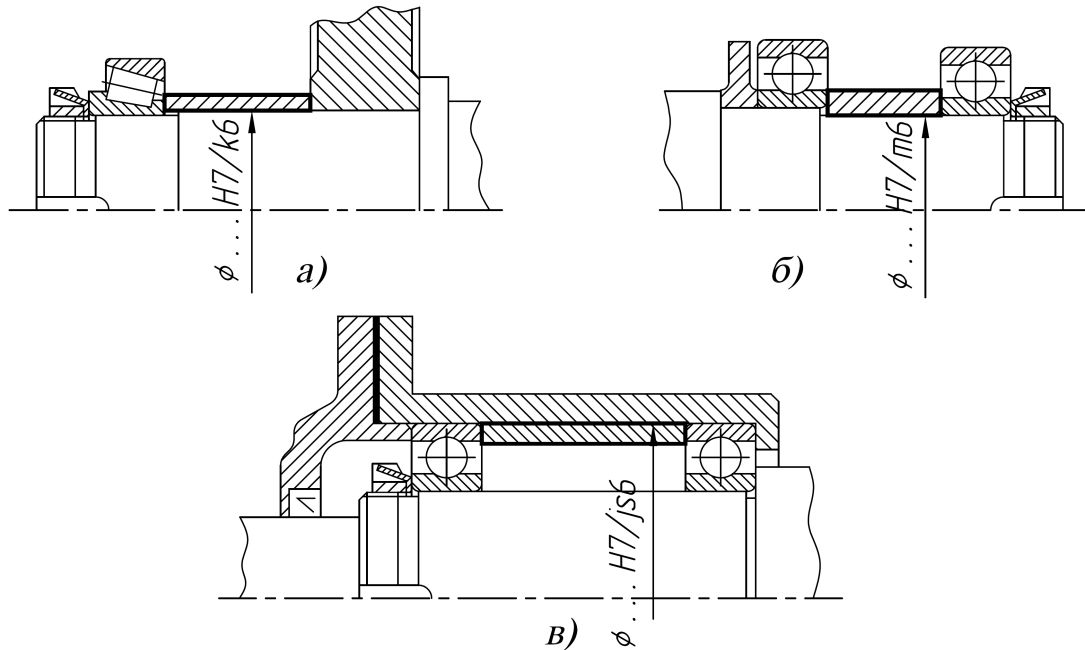


Рис. 12.5 - Приклади установки дистанційних втулок: а), б) – на вал, в) – в отвір

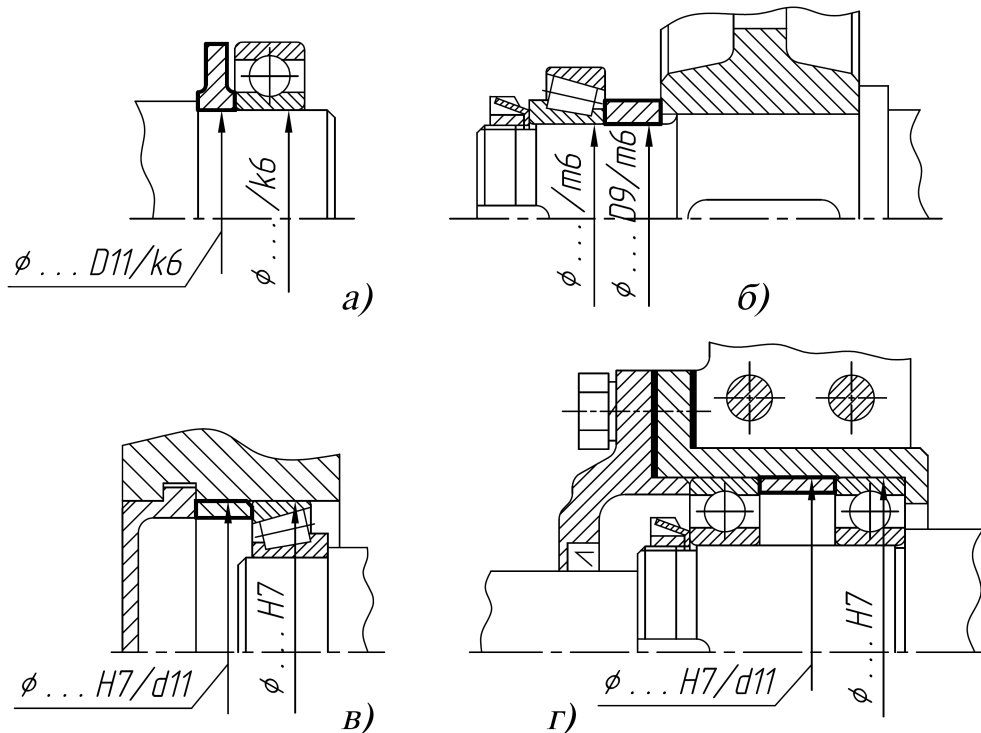


Рис. 12.6 - Приклади установки дистанційних кілець: а), б) – на вал; в), г) – в отвір

12.2. Приклад вибору посадок складальної одиниці

Опис конструкції вузла. Вал 1 черв'ячно-циліндричного вузла (рис. 12.7) обертається у двох роликівих конічних підшипниках 2, 3: №2007911А ДСТУ ГОСТ 27365:2008 ($d = 55$ мм; $D = 90$ мм; $B = 23$ мм; $r_1 = 1,5$ мм) та №2007910А ДСТУ ГОСТ 27365:2008 ($d = 50$ мм; $D = 80$ мм; $B = 20$ мм; $r_1 = 1$ мм). Клас точності підшипників – 0, режим роботи – нормальний, з помірними ударами, поштовхами та вібраціями, перевантаження до 150 %. На підшипники діє радіальна сила 7 кН. Правий підшипник 3 встановлений у стакані 4 та закритий глухою кришкою 5. Кришка 5 і стакан 4 кріпляться до корпусу 18 гвинтами 16 (М8). Лівий підшипник 2 закривається кришкою з отвором для виходу вала 6, в який закладено ущільнювач – манжету 7 для запобігання попаданню в підшипниковий вузол пилу та бруду. Кришка 6 кріпиться до корпусу гвинтами 17 (М8). Корпус вузла роз'ємний. Частота обертання вала 975 хв^{-1} . Обертання вала 1 передається від черв'ячного колеса 8 ($m = 4$ мм, $z = 70$, ступінь точності 8-С ГОСТ 3675-81), крутний момент передається за допомогою призматичної шпонки. Передача нереверсійна. З'єднання повинно забезпечувати високу точність центрування. Між черв'ячним колесом і підшипником встановлена дистанційна втулка 11. Блок шестерень 12 вільно переміщається уздовж шліцьової ділянки вала ($z = 8$, $d = 56$ мм, $D = 62$ мм, $b = 10$ мм). На лівому кінці вала встановлена швидкозмінна шестерня 13 ($m = 5$ мм, $z = 36$, ступінь точності 7-С ГОСТ 1643-81), осьовому зміщенню якої запобігає гайка 14 (М30×1,5) та кільце 15. Гайка повинна легко накручуватись на вал, навіть за наявності забруднень та незначних забоїв.

Вибір та обґрунтування посадок вузла:

1. Посадки кілець підшипників 2 та 3. Внутрішні кільця підшипників обертаються разом з валом, а зовнішні встановлені нерухомо, на підшипники діє постійна за напрямком радіальна сила. За даною схемою навантаження внутрішнє кільце сприймає циркуляційний вид навантаження, а зовнішнє – місцевий.

Внутрішнє кільце, що обертається, монтується на вал з натягом, щоб виключити можливість обкатування та проковзування кільця по поверхні вала. Посадка циркуляційно навантаженого кільця вибирається за інтенсивністю радіального навантаження p_R (розділ 7.3).

Для лівого підшипника 2 інтенсивність радіального навантаження становить:

$$p_R = \frac{F_r}{b} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = \frac{7000}{0,0215} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 326 \text{ кН / м},$$

де F_r – радіальна реакція опори на підшипник, $F_r = 7$ кН; b – робоча ширина кільця підшипника, м ($b = B - r_1$, де B – ширина підшипника; r_1 – ширина фаски кільця підшипника), $b = 0,023 - 0,0015 = 0,0215$ м; k_1 – динамічний коефіцієнт посадки, що залежить від характеру навантажень, за перевантаження до 150 %, помірних поштовхах і вібрації $k_1 = 1$; k_2 – коефіцієнт, що враховує ступінь ослаблення посадочного натягу для порожнистого вала чи тонкостінного корпусу, для суцільного вала $k_2 = 1$; k_3 – коефіцієнт нерівномірності розподілення радіального навантаження між рядами ро-

ликів у дворядних конічних роликів підшипниках або між здвоєними кульковими підшипниками за наявності осьового навантаження F_a на опорі. Для однорядних конічних роликів підшипників $k_3 = 1$.

За табл. 7.4 для діаметра $d = 55$ мм і інтенсивності навантаження $p_R = 326$ кН/м рекомендуються поля допусків спряженого вала $k6$ і $k5$. Для підшипника класу точності 0, враховуючи рекомендації табл. 7.1, вибирається поле допуску вала $k6$. Отже, посадка внутрішнього кільця підшипника 2 на вал 1 - $\varnothing 55 L0/k6$.

Зовнішнє кільце сприймає місцевий вид навантаження і монтується в отвір із зазором, що дозволяє регулювати осьовий зазор підшипників, а також компенсувати температурні розширення корпусу. Зовнішнє кільце під дією поштовхів та вібрацій поступово повертається по посадковій поверхні, а значить зношується більш рівномірно і таким чином збільшується термін роботи підшипника. Поле допуску отвору, спряженого із зовнішнім місцево навантаженим кільцем вибирається за рекомендаціями табл. 7.6 та 7.1. За перевантажень до 150 %, помірних ударах, поштовхах та вібрації посадка зовнішнього кільця підшипника 2 в отвір корпусу 18 - $\varnothing 90 H7/l0$.

Для правого підшипника 3 інтенсивність радіального навантаження становить:

$$p_R = \frac{F_r}{b} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = \frac{7000}{0,019} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 368 \text{ кН/м},$$

де $b = 0,020 - 0,001 = 0,0195$ м.

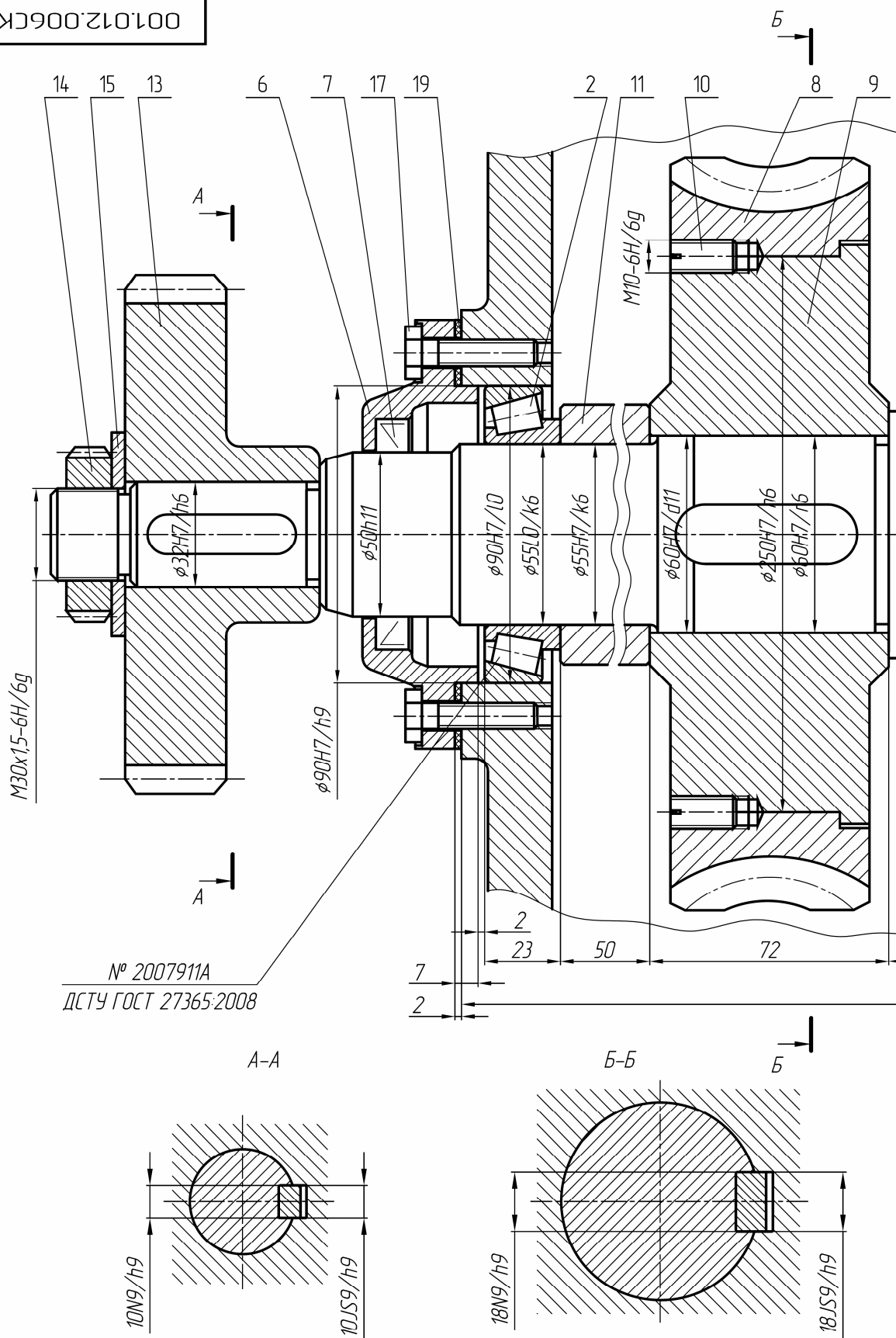
Аналогічно до посадок лівого підшипника, за рекомендаціями табл. 7.4, 7.6 та 7.1 призначаються посадки правого підшипника 3: для внутрішнього кільця на вал 1 - $\varnothing 50 L0/k6$, для зовнішнього кільця в отвір стакана 4 - $\varnothing 80 H7/l0$.

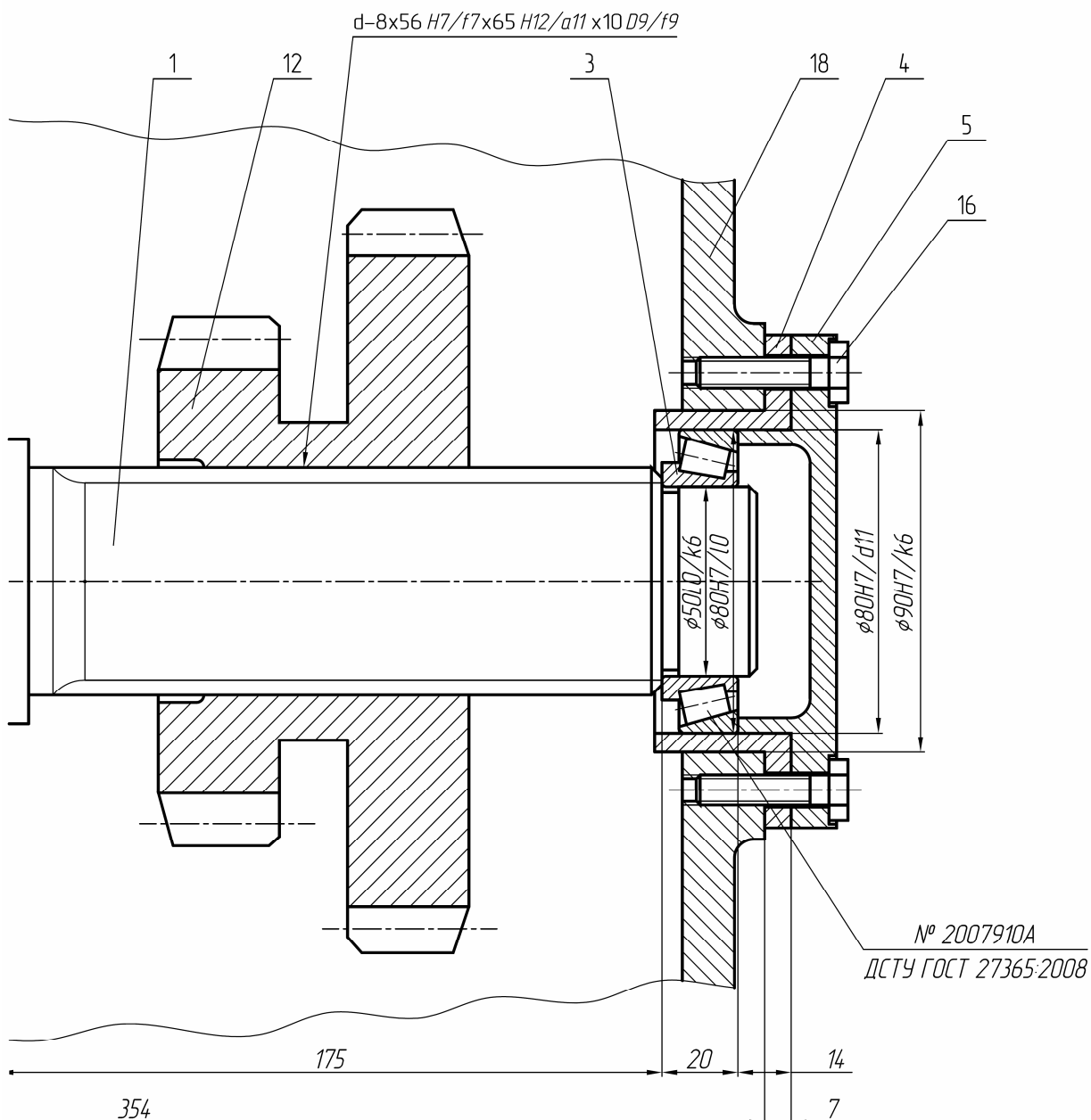
2. З'єднання черв'ячного колеса з валом 1. Під час передачі крутного моменту шпонковим з'єднанням посадка черв'ячного колеса на вал повинна забезпечити натяг, який виключить проковзування поверхонь вала і отвору маточини черв'ячного колеса, буде гарантувати нерозкриття стику під дією навантаження і високу точність центрування. За рекомендаціями табл. 12.1 для з'єднання черв'ячного колеса з валом черв'ячної передачі, яка працює у нереверсивному режимі у роз'ємному корпусі, призначається посадка $\varnothing 60 H7/r6$.

Для полегшення складання передбачена направляюча циліндрична ділянка вала з полем допуску $d11$, яка допоможе сумістити шпонковий паз колеса із шпонкою на валу.

3. З'єднання зубчастого вінця 8 з маточиною черв'ячного колеса 9. Черв'ячне колесо у даному вузлі є окремою складальною одиницею, в якій бронзовий вінець 8 з'єднується з чавунною маточиною 9 з додатковим кріпленням гвинтами 10 (M10). Посадка бронзового вінця з чавунною маточиною повинна виключати провертання вінця по маточині під навантаженням і не створювати занадто високого початкового напруження в матеріалі бронзового вінця під час запресовування. Призначається найбільш міцна посадка з перехідних, в якій зазори під час складання практично не відчуються і забезпечується центрування деталей, що передають значні зусилля - $\varnothing 250 H7/n6$.

001.012.006CK





1. Після складання вали редуктора повинні провертатися вільно, без поштовхів та заїдання.
2. Редуктор обкатати 10-15хв на кожному режимі навантаження.

					001.012.006СК			
Зм.	Арх.	Н док.	Підпис	Дата	Черв'ячно-циліндричний вузол Складальне креслення	Літера	Маса	Масштаб
Розроб.						у		
Перевір.								
Т.контр.						Аркш	Аркшів	
Н.контр.						НТУУ "КПІ" ММІ		
Затв.								

Рис. 12.7 - Вузол черв'ячно-циліндричний

4. З'єднання блоку шестерень 12 з валом 1. Крутний момент передається за допомогою шліцевого прямобічного з'єднання. Блок шестерень може переміщатись уздовж вала. Призначається рухома посадка. Для забезпечення високої точності центрування блоку та вала та зменшення небезпеки скривлення шліців після термообробки вибирається спосіб центрування за внутрішнім діаметром d . За рекомендаціями табл. 8.7 призначаються посадки шліцевого прямобічного з'єднання з центруванням за внутрішнім діаметром d для рухомого з'єднання:

- внутрішній (центрувальний) діаметр d - $\varnothing 56 H7/f7$;
- зовнішній діаметр D - $\varnothing 65 H12/a11$;
- ширина шліца b - $10 D9/f9$.

Умовне позначення призначеної посадки шліцевого прямобічного з'єднання: $d - 8 \times 56 H7/f7 \times 65 H12/a11 \times 10 D9/f9$.

5. З'єднання зубчастого колеса 13 на вал 1. Швидкозмінне зубчасте колесо з'єднується з валом за допомогою призматичної шпонки. Встановлено нерухомо з додатковим кріпленням гайкою 14. Передбачається часте розбирання. Для забезпечення високої точності центрування, необхідної для якісної роботи зубчатої передачі, враховуючи необхідність частого розбирання, призначається переважна посадка з мінімальним зазором - $\varnothing 32 H7/h6$.

6. З'єднання стакана 4 з отвором корпусу. У стакані встановлено підшипник – права опора вала, тому з'єднання стакана з отвором корпусу повинно бути нерухомим, стакан повинен відносно легко встановлюватись в отвір. В той же час, повинно бути забезпечено задовільне центрування деталей. В осьовому напрямку стакан не регулюється, нерухомість забезпечується гвинтами. Призначається посадка - $\varnothing 90 H7/k6$.

7. Посадки кришок підшипників. Правий підшипник 3 закривається глухою кришкою 5, яка встановлена в отвір стакана 4. Кришка 5 захищає підшипник від попадання пилу та бруду і, в той же час, її торці служать базою для установки підшипника. Кришка легко знімається і вставляється. Нерухомість забезпечується кріпильними гвинтами 16. Точне центрування глухих кришок відносно отвору стакана не потрібно. Можливий перекид кільця підшипника обмежується допуском паралельності, який задається на кресленні кришки. Для центрувальної поверхні кришки ($\varnothing 80$) призначається поле допуску $d11$, а поле допуску отвору призначено під час вибору посадки зовнішнього кільця підшипника – $H7$. Посадка правої кришки в отвір стакана буде $\varnothing 80 H7/d11$.

Лівий підшипник 2 закривається кришкою 6, яка встановлена в отвір корпусу і кріпиться гвинтами 17. Кришка має отвір для виходу вала з гніздом для розташування ущільнення манжетного типу 7. Для цієї кришки, так само, необхідно забезпечити легке встановлення та знімання. Манжета запобігає витіканню мастила з підшипникового вузла. Для надійної роботи ущільнення манжета повинна бути співвісна до осі обертання вала. Для зменшення радіального зміщення кришки на центрувальну поверхню ($\varnothing 90$) призначають поле допуску $h9$. Поле допуску отвору корпусу призначено під час вибору посадки зовнішнього

кільця підшипника – $H7$. Посадка лівої кришки в отвір корпуса буде $\varnothing 90H7/h9$. Поле допуску вала під манжету призначається $\varnothing 50h11$.

8. З'єднання дистанційної втулки 11 з валом 1. З'єднання дистанційної втулки з валом повинно бути нерухомим і складання відносно легким. Посадка повинна забезпечити малі зазори або малі натяги. Посадка залежить від посадки внутрішнього кільця на вал сусіднього лівого підшипника 2. Так як поле допуску вала, під час вибору посадки внутрішнього кільця підшипника, призначено $k6$, то для з'єднання втулки з валом призначається переважна посадка - $\varnothing 55H7/k6$ (табл.1.7).

9. Різьбове з'єднання гайки 14 з валом 1. Гайка 14 повинна легко накручуватись на вал, навіть за наявності забруднень та незначних забоїн, і перешкоджати осьовому зміщенню зубчастого колеса 13. За рекомендаціями розділу 9 призначається переважна посадка із зазором для різьб середнього класу точності, яка забезпечує достатню міцність та точність з'єднання - $M 30 \times 1,5 - 6H/6g$.

10. Шпонкові з'єднання. Шпонкові з'єднання, за допомогою яких черв'ячне колесо 9 та зубчасте колесо 13 з'єднуються з валом 1, не сприймають ударних реверсивних навантажень, умови складання сприятливі. За рекомендаціями розділу 8, тип шпонкового з'єднання вибирається нормальний і призначаються посадки:

- по ширині шпонки: з пазом вала $\varnothing 32 - 10N9/h9$ (переріз А-А) і з пазом вала $\varnothing 60 - 18N9/h9$ (переріз Б-Б); з пазом маточини зубчастого колеса 13 - $10JS9/h9$, з пазом маточини черв'ячного колеса 9 - $18JS9/h9$;

- по довжині шпонки: з пазом вала $\varnothing 32 - 45H15/h14$ і з пазом вала $\varnothing 60 - 56H15/h14$ відповідно.

12.3. Контрольні запитання

1. У якій послідовності призначають посадки складальних одиниць?
2. Які посадки призначають для з'єднань зубчастих коліс з валами? Чому?
3. Які є типи стаканів? Як це впливає на вибір посадок стаканів з корпусами вузлів?
4. Від яких факторів залежить вибір посадок кришок з корпусом?
5. За якими поверхнями базуються втулки та кільця у з'єднаннях? Як це впливає на вибір посадок?

РОЗДІЛ 13. ПРИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНОЇ ТОЧНОСТІ ТИПОВИХ ДЕТАЛЕЙ

Геометрична точність деталей визначається точністю розмірів елементів деталей, точністю форми поверхонь елементів, точністю їхнього розташування та шорсткістю поверхонь. На кресленнях деталей задаються вимоги до точності усіх перерахованих параметрів. Допуски призначаються відповідно до функціональних вимог до виробу, з урахуванням виготовлення та контролю.

Точність спряжених розмірів визначається посадками, які зазначені на складальному кресленні. Поля допусків спряжених розмірів позначають за ГОСТ 25346-82 (розділ 1.4). Умовне позначення полів допусків є переважним.

Граничні відхилення розмірів, що входять в розмірні ланцюги, вказуються за результатами розрахунків відповідних розмірних ланцюгів (розділ 11).

Граничні відхилення вільних (неспряжених) розмірів низької точності задаються, як правило, загальним записом в технічних вимогах (розділ 6). Для неспряжених поверхонь, що обробляються різанням, граничні відхилення розмірів низької точності призначаються переважно за середнім класом точності.

Вимоги до точності форми та розташування поверхонь елементів деталей на кресленнях встановлюються для поверхонь, які визначають точність та якість роботи механізму. Це поверхні деталей, які спряжені з підшипниками кочення та ковзання, спряжені поверхні зубчастих та черв'ячних передач, шківів, зірочок, муфт, поверхні валів під ущільнення тощо.

Види допусків форми, розташування та сумарних допусків форми та розташування поверхонь, приклади позначень та загальні рекомендації з вибору наведено в розділі 2.

В технічних вимогах на кресленні вказуються основні допуски форми та розташування (розділ 6).

Позначаються допуски форми та розташування поверхонь відповідно до ДСТУ ГОСТ 2.308:2013. Якщо умовне позначення відсутнє, тоді допуски задаються записом в технічних вимогах. Числові значення допусків форми та розташування поверхонь повинні відповідати ГОСТ 24643-81 (див. табл. Б.1 – Б.7).

Вимоги до шорсткості поверхонь деталей встановлюються, виходячи із функціонального призначення, умов роботи та конструктивних особливостей поверхні та деталі в цілому. Загальні рекомендації з нормування шорсткості та правила позначення шорсткості на кресленнях наведено в розділі 3.

У таблицях Н.1 наведено довідкові дані деяких стандартних елементів деталей, які необхідні для виконання робочих креслень [8].

13.1 Призначення геометричної точності елементів валів

Поля допусків спряжених розмірів вала визначаються відповідними посадками: підшипників кочення, зубчастих або черв'ячних коліс, стаканів, втулок, шківів, муфт тощо.

Вимоги до точності розташування та шорсткості шпонкових пазів та шліців призначаються за рекомендаціями розділу 8.

Якщо на валу передбачена канавка для розміщення стопорного кільця для закріплення внутрішнього кільця підшипника, то рекомендовані для цієї канавки поле допуску та шорсткість показані на рис.13.1.

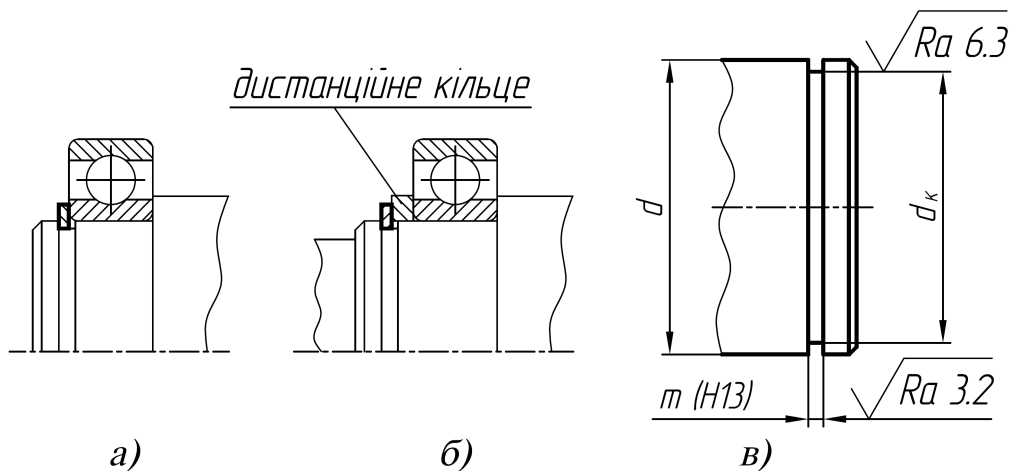


Рис. 13.1 – Варіанти закріплення внутрішнього кільця підшипника на валу (а,б) та приклад виконання відповідної ділянки вала (в)

Граничні відхилення розмірів елементів вала, що входять в складальні розмірні ланцюги, вказуються за результатами розрахунків відповідних розмірних ланцюгів.

Основні допуски розмірів, форми та розташування призначаються, в основному, за середнім класом точності і задаються в технічних вимогах спільним записом (розділ 6).

Шорсткість поверхонь з вільними розмірами призначають $Ra \leq (6,3)12,5 \dots 50$ мкм.

Призначення допусків форми, розташування та шорсткості сопряжених поверхонь вала.

1. Поверхні вала, сопряжені з підшипниками кочення.

З метою обмеження відхилення геометричної форми доріжок кочення підшипників на посадковій поверхні вала під внутрішні кільця призначають допуски круглості та допуски профілю поздовжнього перерізу за ГОСТ 3325-85 (табл. 7.8).

З метою зменшення перекосу кілець підшипника призначають допуск співвісності для цих поверхонь вала (табл. 7.9) і допуск торцевого биття опорних торцевих поверхонь вала (табл. 7.10) відносно спільної осі посадкових поверхонь вала під підшипники кочення.

Параметр шорсткості Ra посадкових поверхонь під підшипники, а також опорних торців вала призначається за ГОСТ 3325-85 (табл. 7.7).

2. Поверхні вала, сопряжені із зубчастими колесами, муфтами, шківками, зірочками.

Для обмеження концентрацій напружень посадкових поверхонь під зубчасті, черв'ячні колеса та муфти на ці поверхні вала призначається допуск циліндричності за рекомендаціями табл. 2.5, 2.4.

Для забезпечення норм кінематичної точності та норм контакту зубчастих та черв'ячних передач призначають допуски співвісності *TPC* посадкових поверхонь валів під зубчасті та черв'ячні колеса (табл. 13.1) відносно спільної осі посадкових поверхонь вала під підшипники кочення. Якщо зубчасте колесо базується по торцях маточини ($l_{\text{маточ.}} / d < 0,8$) задається ще допуск перпендикулярності *TPR* опорних торцевих поверхонь валу відносно спільної осі посадкових поверхонь вала під підшипники кочення (табл. 13.1). Значення допусків за якітетом необхідно округлити до найближчих значень відповідних допусків за ГОСТ 24643-81. Допуск співвісності задається в діаметральному виразі. Допуск перпендикулярності задається на діаметрі торцевої поверхні.

Таблиця 13.1

Рекомендації з вибору допуску співвісності посадкових поверхонь валів і допуску перпендикулярності опорних торцевих поверхонь валів [5]

Вид допуску розташування	Квалітет за ГОСТ 25346-89 та ДСТУ 2500-94					
	Зубчаста передача			Черв'ячна передача		
	Ступінь точності передачі за нормами кінематичної точності			Ступінь точності передачі за нормами контакту		
	6	7,8	9	6	7,8	9
Допуск співвісності	<i>IT5</i>	<i>IT6</i>	<i>IT7</i>	<i>IT6</i>	<i>IT7</i>	<i>IT8</i>
Допуск перпендикулярності	<i>IT3</i>	<i>IT4</i>	<i>IT5</i>	<i>IT4</i>	<i>IT5</i>	<i>IT6</i>

З метою обмеження можливого дисбалансу вала та спряжених деталей для поверхонь валів під муфти, шківів, зірочки, залежно від частоти обертання вала, призначають допуск радіального биття *TCR* відносно спільної осі посадкових поверхонь підшипників за рекомендаціями табл.13.2.

Таблиця 13.2

Рекомендації з вибору допуску радіального биття посадкових поверхонь валів для муфт, шківів, зірочок [2]

Частота обертання вала, хв. ⁻¹	До 600	Понад 600 до 1000	Понад 1000 до 1500	Понад 1500 до 3000
Допуск радіального биття, мм	0,030	0,020	0,012	0,006

Шорсткість поверхонь під зубчасті, черв'ячні колеса, шківів та муфт призначають залежно від допуску розміру (*IT*), допуску форми (*TF*) або допуску розташування (*TP*) (розділ 3.3).

3. Поверхні вала, спряжені із манжетними ущільненнями.

На поверхні валів, які контактують з манжетними ущільненнями, задається допуск радіального биття відносно спільної осі посадкових поверхонь підшипників. Допуск радіального биття, що обмежує і відхилення від круглості і відхилення від співвісності циліндричної поверхні валу, дозволяє обмежувати коливання цієї поверхні, які призводять до коливання робочої кромки манжети і її руйнування. Допуск радіального биття *TCR* призначають залежно від частоти обертання вала за рекомендаціями табл.13.3.

Рекомендації з вибору допуску радіального биття посадкових поверхонь валів для манжетних ущільнень [2]

Частота обертання вала, хв. ⁻¹	До 1000	Понад 1000 до 1500	Понад 1500 до 3000
Допуск радіального биття, мм	0,040	0,030	0,020

Шорсткість поверхонь під манжетні ущільнення призначається з інтервалу Ra 0,8...2,5 мкм; під сальникові ущільнення поверхню необхідно полірувати для запобігання швидкого зношування ущільнення: $Ra \leq 0,1$ мкм [12].

Приклад 13.1.

На кресленні вала 1 черв'ячно-циліндричного вузла (рис. 12.7) проставити вимоги до точності розмірів, форми та розташування, шорсткості.

Робоче креслення вала показано на рис. 13.2.

Призначення точності розмірів.

Поля допусків спряжених розмірів вала (рис. 13.2) проставлені відповідно до складального креслення черв'ячно-циліндричного вузла (рис. 12.7): $M30 \times 1,5-6g$, $\varnothing 32h6$, $\varnothing 50h11$, $\varnothing 55k6$, $\varnothing 60d11$, $\varnothing 60r6$, $d-8 \times 52f7 \times 60a11 \times 10f9$, $\varnothing 50k6$ і для шпонкових пазів: $14N9$, $18N9$ – на ширину і $45H15$, $56H15$ – на довжину шпонкових пазів.

Глибина шпонкового паза (t_1) на ділянці валу $\varnothing 45h6$ становить $5,5^{+0,2}$ мм та на ділянці валу $\varnothing 60r6$ – $7^{+0,2}$ мм (табл. 8.3).

Основні допуски розмірів, форми та розташування призначені за середнім класом точності і задаються в технічних вимогах спільним записом: *ДСТУ ISO 2768 – mK*.

Призначення допусків форми, розташування та шорсткості.

1. Поверхні вала спряжені з підшипниками кочення.

Ділянка $\varnothing 55k6$.

За ГОСТ 3325-85 для підшипника 0-го класу точності та $d = 55$ мм:

- допуск круглості вала - $TFK = 5$ мкм = 0,005 мм (табл. 7.8);
- допуск профілю поздовжнього перерізу – $TFP = 5$ мкм = 0,005 мм (табл. 7.8).
- допуск співвісності становить 2 мкм на 10 мм довжини посадкової поверхні (табл. 7.9). Оскільки $B = 23$ мм, то $TPC \approx 4 \cdot 23 / 10 = 9,2$ мкм. Призначається $TPC = 10$ мкм = 0,010 мм (табл. Б.4), в діаметральному виразі. Допуск призначається відносно спільної осі підшипників (база ГД);

- шорсткість циліндричної поверхні вала – Ra 1,25 мкм (табл. 7.7);

Ділянка $\varnothing 50k6$.

За ГОСТ 3325-85 для підшипника 0-го класу точності та $d = 50$ мм:

- допуск круглості вала $TFK = 4$ мкм = 0,004 мм (табл. 7.8);
- допуск профілю поздовжнього перерізу $TFP = 4$ мкм = 0,004 мм (табл. 7.8);
- допуск співвісності становить 2 мкм на 10 мм довжини посадкової поверхні (табл. 7.9). Оскільки $B = 20$ мм, то $TPC = 4 \cdot 20 / 10 = 8,0$ мкм. Призначається $TPC = 8$ мкм = 0,008 мм (табл. Б.4), в діаметральному виразі. Допуск призначається відносно спільної осі підшипників (база ГД);



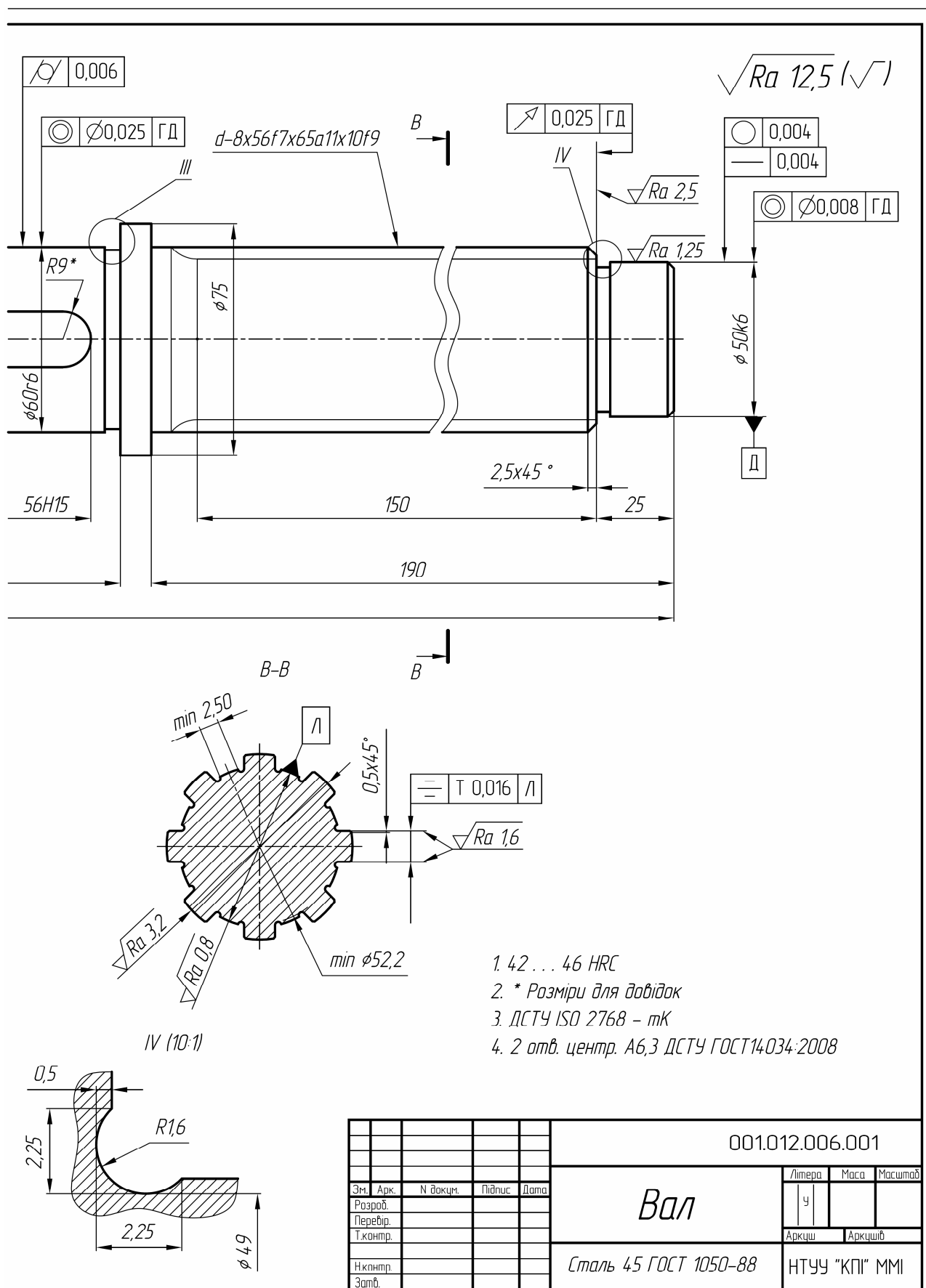


Рис. 13.2 - Робоче креслення вала

- допуск торцевого биття опорної торцевої поверхні $TSA = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм}$ (табл. 7.10); допуск призначається відносно спільної осі підшипників (база ГД);

- шорсткість циліндричної поверхні вала – $Ra \ 1,25 \text{ мкм}$, шорсткість опорного торця вала – $Ra \ 2,5 \text{ мкм}$ (табл. 7.7).

2. Поверхні вала, спряжені із зубчастим та черв'ячним колесами.

Ділянка $\varnothing 32h6$.

Для обмеження концентрацій напружень посадкової поверхні вала під зубчасте колесо призначається допуск циліндричності за рекомендаціями табл. 2.5 і 2.4. Орієнтовне значення допуску циліндричності за рівнем відносної геометричної точності А: $TF \approx 0,3 \ IT$ (табл. 2.4). $IT6 = 16 \text{ мкм}$ (табл. А.2); $TF \approx 0,3 \cdot 16 = 4,8 \text{ мкм}$; призначається $TFZ = 5 \text{ мкм} = 0,005 \text{ мм}$ (табл. Б.2).

Для забезпечення норм кінематичної точності зубчастої передачі призначається допуск співвісності TPC посадкової поверхні вала під зубчасте колесо (табл. 13.1). Орієнтовне значення допуску співвісності для 7-го ступеня точності за нормами кінематичної точності зубчастої передачі за табл. 13.1 становить: $TP \approx IT6$; $IT6 = 16 \text{ мкм}$ (табл. А.2); призначається найближче значення за ГОСТ 24643-81 для $\varnothing 32$: $TPC = 12 \text{ мкм} = 0,012 \text{ мм}$ (табл. Б.4), допуск задається в діаметральному виразі і призначається відносно спільної осі підшипників (база ГД).

Так як на циліндричну поверхню призначено допуск розміру, допуск форми і допуск розташування, то за рекомендаціями розділу 3.3 шорсткість призначається за найменшим значенням Rz :

$$Rz = 0,33 \cdot IT6 = 0,33 \cdot 16 = 5,28 \text{ мкм};$$

$$Rz = 0,5 \cdot TFZ = 0,5 \cdot 5 = 2,5 \text{ мкм};$$

$$Rz = 0,5 \cdot TPC = 0,5 \cdot 12 = 6 \text{ мкм};$$

$$Ra = 0,2 \cdot Rz = 0,2 \cdot 2,5 = 0,5 \text{ мкм}. \text{ Призначається } Ra \ 0,5 \text{ мкм (табл. В.1).}$$

Ділянка $\varnothing 60r6$.

Для обмеження концентрацій напружень посадкової поверхні вала під черв'ячне колесо на цю поверхню призначається допуск циліндричності за рекомендаціями табл. 2.5 і 2.4. Орієнтовне значення допуску циліндричності за рівнем відносної геометричної точності А: $TF \approx 0,3 \ IT$ (табл. 2.4); $IT6 = 19 \text{ мкм}$ (табл. А.2); $TF \approx 0,3 \cdot 19 = 5,7 \text{ мкм}$; призначається $TFZ = 6 \text{ мкм} = 0,006 \text{ мм}$ (табл. Б.2).

Для забезпечення норм контакту черв'ячної передачі призначається допуск співвісності TPC посадкової поверхні вала під черв'ячне колесо (табл. 13.1). Орієнтовне значення допуску співвісності для 8-го ступеня точності за нормами контакту черв'ячної передачі за табл. 13.1 становить: $TPC \approx IT7 = 30 \text{ мкм}$ (табл. А.2); призначається найближче значення за ГОСТ 24643-81 для $\varnothing 60$: $TPC = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм}$ (табл. Б.4), допуск задається в діаметральному виразі і призначається відносно спільної осі підшипників (база ГД).

Так як на циліндричну поверхню призначено допуск розміру, допуск форми і допуск розташування, то за рекомендаціями розділу 3.

Шорсткість призначається за найменшим значенням Rz :

$$Rz = 0,33 \cdot IT6 = 0,33 \cdot 19 = 6,27 \text{ мкм};$$

$$Rz = 0,5 \cdot TFZ = 0,5 \cdot 6 = 3 \text{ мкм};$$

$$Rz = 0,5 \cdot TPC = 0,5 \cdot 25 = 12,5 \text{ мкм};$$

$$Ra = 0,2 \cdot Rz = 0,2 \cdot 3 = 0,6 \text{ мкм. Призначається } Ra \text{ } 0,63 \text{ мкм (табл. В.1).}$$

3. Поверхні шпонкових пазів.

Для зниження концентрації контактних тисків на ширину шпонкового паза призначається допуск паралельності та допуск симетричності відносно осі посадкової поверхні вала (розділ 8.1):

- паз вала 10N9:

- допуск паралельності паза на валу становить: $TPA = 0,5 \cdot T_{ш}$. Допуск ширини шпонкового паза $T_{ш} = 36 \text{ мкм}$ (табл. А.2). Орієнтовне значення допуску паралельності: $TPA = 0,5 \cdot 36 = 18 \text{ мкм}$, призначається $TPA = 0,016 \text{ мм}$ (табл. Б.3); допуск призначається відносно осі вала $\varnothing 50k6$ (база Ж);

- допуск симетричності паза $TPS = 2,0 \cdot T_{ш} = 2,0 \cdot 36 = 72 \text{ мкм}$, призначається $TPS = 0,06 \text{ мм}$ (табл. Б.4), допуск задається у діаметральному виразі. Допуск призначається відносно осі вала $\varnothing 50k6$ (база Ж);

- паз вала 18N9:

- допуск паралельності паза на валу: $TPA = 0,5 \cdot T_{ш}$. Допуск ширини шпонкового паза $T_{ш} = 43 \text{ мкм}$ (табл. А.2); $TPA = 0,5 \cdot 43 = 21,5 \text{ мкм}$, призначається $TPA = 0,025 \text{ мм}$ (табл. Б.3); допуск призначається відносно осі вала $\varnothing 55k6$ (база К);

- допуск симетричності паза $TPS = 2,0 \cdot T_{ш} = 2,0 \cdot 43 = 86 \text{ мкм}$, призначається $TPS = 0,08 \text{ мм}$ (табл. Б.4), допуск задається у діаметральному виразі. Допуск призначається відносно осі вала $\varnothing 55k6$ (база К).

Шорсткість для обох шпонкових пазів призначається за таблицею 8.4: шорсткість бічних поверхонь пазів на валу - $Ra \text{ } 3,2 \text{ мкм}$; шорсткість дна шпонкових пазів - $Ra \text{ } 6,3 \text{ мкм}$.

4. Поверхні шліців.

Для забезпечення рівномірного контакту бічних поверхонь шліців у з'єднанні призначається допуск симетричності шліців відносно осі центруючого елемента: допуск симетричності шліців відносно осі внутрішнього діаметра d (база Л) призначається за 7-м квалітетом (розділ 8.2). Для ширини зуба $b = 10 \text{ мм}$: $IT7 = 15 \text{ мкм}$ (табл. А.2). Отримане значення округляється до стандартного: $TPS = 0,016 \text{ мм}$ (табл. Б.4), допуск задається в діаметральному виразі.

За рекомендаціями розділу 8.2 шорсткість циліндричної центруючої поверхні - внутрішнього діаметра $d = 56 \text{ мм}$ призначається $Ra \text{ } 0,8 \text{ мкм}$; шорсткість циліндричної нецентруючої поверхні - зовнішнього діаметра $D = 65 \text{ мм}$ призначається $Ra \text{ } 3,2 \text{ мкм}$; шорсткість бічних поверхонь зуба $b = 10 \text{ мм}$ призначається $Ra \text{ } 1,6 \text{ мкм}$.

5. Поверхня вала під манжетне ущільнення.

Для запобігання значного коливання робочої кромки манжети і її руйнування на циліндричну поверхню $\varnothing 50h11$ призначається допуск радіального

биття відносно спільної осі підшипників (база ГД). За рекомендаціями табл. 13.3 для частоти обертання вала 975 хв-1 допуск радіального биття становить $TCR = 0,040$ мм.

Шорсткість поверхні призначається Ra 0,8 мкм.

6. Шорсткість поверхонь з вільними розмірами призначається Ra 12,5 мкм.

13.2 Призначення геометричної точності стаканів

На рис. 13.3 показано конструкції стаканів для установки в них підшипників кочення [3]. Поля допусків отворів стаканів, спряжених з підшипниками кочення (діаметр D , рис. 13.3) визначаються посадками зовнішніх кілець, а поля допусків зовнішніх циліндричних поверхонь стаканів (діаметр D_a , рис. 13.3), спряжених з отворами корпусів відповідними посадками на складальному кресленні.

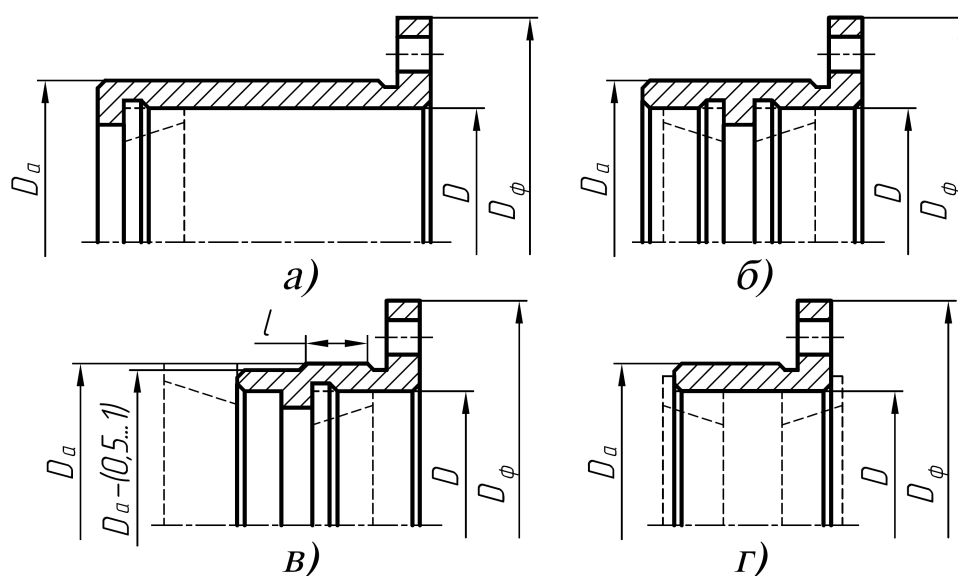


Рис.13.3 - Приклади конструкцій стаканів для установки підшипників кочення (D – діаметр, спряжений з підшипниками кочення; D_a – діаметр зовнішньої циліндричної поверхні; D_ϕ – діаметр зовнішньої циліндричної поверхні фланця)

Граничні відхилення розмірів стакану, якщо вони входять в складальні розмірні ланцюги, вказуються за результатами розрахунків відповідних розмірних ланцюгів.

Граничні відхилення вільних (неспряжених) розмірів і невказані допуски форми та розташування задаються, як правило, записом в технічних вимогах (розділ 6).

Допуски форми, розташування і шорсткість поверхонь стаканів (циліндричних і торцевих), спряжених з підшипниками кочення призначаються згідно з рекомендаціями розділу 7.4.

Положення стакана у механізмі визначають у радіальному напрямку - зовнішня циліндрична поверхня D_a (рис. 13.3), а в осьовому напрямку - торець фланця спряжений з корпусом. Якщо посадка стакана по зовнішній циліндричній поверхні перехідна і її довжина невелика (відношення довжини до діаметра посадкової поверхні менше 0,8), то основною конструкторською базою, яка ви-

значає положення стакану в корпусі є торець фланця спряжений з корпусом, і за бази під час призначення допусків розташування використовуються зовнішня циліндрична поверхня і відповідний торець фланця.

Стакани є тонкостінними деталями, тому відхилення форми зовнішніх циліндричних поверхонь стаканів сумісно з відхиленнями форми отворів корпусів можуть призвести до порушення геометричної форми посадкових поверхонь отворів стаканів, спряжених із зовнішніми кільцями підшипників кочення.

Для обмеження відхилень форми зовнішніх циліндричних поверхонь стаканів, спряжених з отворами корпусів (розмір Da) призначають допуск циліндричності. Якщо ж на зовнішній циліндричній поверхні передбачена проточка для зменшення довжини точно оброблюваної ділянки і довжина цієї ділянки дорівнює ширині зовнішнього кільця підшипника (розмір l , рис. 13.3, в), тоді, замість допуску циліндричності призначається допуск круглості та допуск профілю поздовжнього перерізу. Числові значення допусків визначаються за рівнем відносної геометричної точності A : $TF \approx 30\% IT$ (табл. 2.4).

Також на ці поверхні призначаються допуски співвісності, так як відхилення від співвісності, внаслідок концентрації навантажень, впливають на зміну міжосьової відстані в зубчастій передачі і можуть призводити до зміщення та повертання осей обертання валів. Допуск співвісності призначається відносно осі отвору (розмір D) у діаметральному виразі, користуючись залежністю [5]:

$$TPC \approx 0,6 ITD, \quad (13.1)$$

де IT_D – допуск отвору.

Розрахункові значення округляються до найближчих значень за ГОСТ 24643-81.

Для відносно коротких стаканів, у яких співвідношення довжини зовнішньої посадкової поверхні і її діаметру менше 0,8, на зовнішні торцеві поверхні стакану або на торець уступу під зовнішнє кільце підшипника і зовнішній торець фланця призначається допуск паралельності для запобігання перекосу кілець підшипників [5]: для кулькових радіальних та радіально-упорних підшипників – за $IT8$, для радіальних з короткими циліндричними роликами підшипників – за $IT7$, для конічних роликів – за $IT6$. Значення допуску вибирається за зовнішнім діаметром фланця D_f (рис. 12.2). Отримані значення округляються до найближчих за ГОСТ 24643-81.

Для довгих стаканів, у яких співвідношення довжини зовнішньої посадкової поверхні і її діаметру більше або дорівнюють 0,8, призначається допуск перпендикулярності торця уступу стакану під зовнішнє кільце підшипника відносно осі посадкового отвору залежно від типу підшипника аналогічно до допуску паралельності [5].

Для забезпечення відносно легкого складання і обмеження відхилень розташування для центрів кріпильних отворів задається позиційний допуск. Позиційний допуск для таких з'єднань, коли зазор передбачений тільки у одній деталі (в даному випадку у з'єднанні кріпильного отвору стакану з гвинтом), а у другу деталь (корпус) гвинт загвинчується різьбовим кінцем, встановлюється ГОСТ 14140-81.

З'єднання кріпильними деталями, коли зазор для проходу кріпильних деталей, передбачений лише в одній із спряжених деталей (тип В за ГОСТ 14140-81) схематично показано на рис. 13.4.

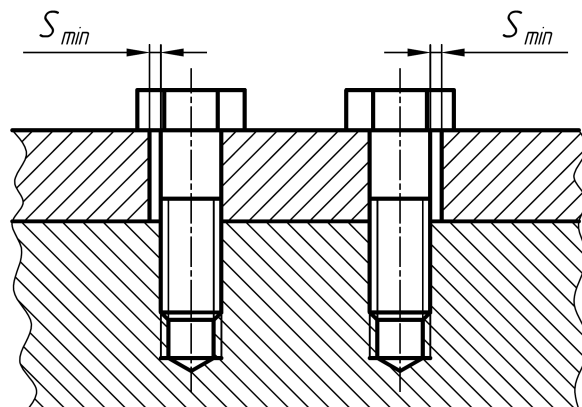


Рис. 13.4 - З'єднання типу В за ГОСТ 14140-81

Допуски розташування осей наскрізних гладких отворів в з'єднаннях такого типу рекомендовано призначати залежними і переважно в діаметральному виразі.

Значення допуску визначається за найменшим допустимим зазором між наскрізним отвором та кріпильною деталлю:

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}, \quad (13.2)$$

де D_{\min} – найменший граничний діаметр наскрізного отвору; d_{\max} – найбільший граничний діаметр кріпильної деталі.

Числове значення позиційного допуску кріпильних отворів слід вибирати з таблиці 13.4. Допуск призначається у діаметральному виразі.

Таблиця 13.4

**Позиційні допуски осей отворів для з'єднань типу В, мм
(ГОСТ 14140-81, фрагмент)**

Зазор S_{\min} для проходу кріпильної деталі	Позиційні допуски осей отворів для коефіцієнта використання зазору		
	$K = 1$	$K = 0,8$	$K = 0,6$
0,1	0,05	0,04	0,03
0,2	0,1	0,08	0,06
0,3	0,16	0,12	0,1
0,4	0,2	0,16	0,12
0,5	0,25	0,2	0,16
0,6	0,3	0,25	0,2
0,8	0,4	0,3	0,25
1	0,5	0,4	0,3
2	1	0,8	0,6
3	1,6	1,2	1

K – коефіцієнт використання зазору S_{\min} , який залежить від умов складання

Рекомендується приймати:

- 1) $K = 1$ або $K = 0,8$ – для з'єднань, що не потребують регулювання взаємного розташування деталей;
- 2) $K = 0,8$ або $K = 0,6$ – для з'єднань, в яких необхідне регулювання взаємного розташування деталей.

В обґрунтованих випадках значення K приймають менше 0,6.

Позиційний допуск кріпильних отворів задається відносно осі зовнішньої циліндричної поверхні стакана (розмір Da). Значення діаметра, на якому розташовані кріпильні отвори, на кресленні поміщають у прямокутну рамку, так як граничні відхилення цього розміру, що координує осі отворів складальної одиниці розраховуються за позиційним допуском і повинні забезпечувати розташування кожної осі в полі позиційного допуску.

Шорсткість зовнішньої циліндричної поверхні стакана (розмір Da) визначається залежно від допуску розміру (IT) (розділ 3.3). Шорсткість торцевих поверхонь неспряжених з підшипником призначається за рекомендаціями розділу 3.3 залежно від допуску розташування. Отримані значення параметра Ra округляють до найближчого числа з ряду стандартних значень за ГОСТ 2789-73. Шорсткість поверхонь з вільними розмірами призначають $Ra \leq (6,3)12,5 \dots 50$ мкм.

Якщо в стакані передбачена канавка для розміщення стопорного кільця для закріплення зовнішнього кільця підшипника, то рекомендовані для цієї канавки поле допуску та шорсткість показані на рис. 13.5

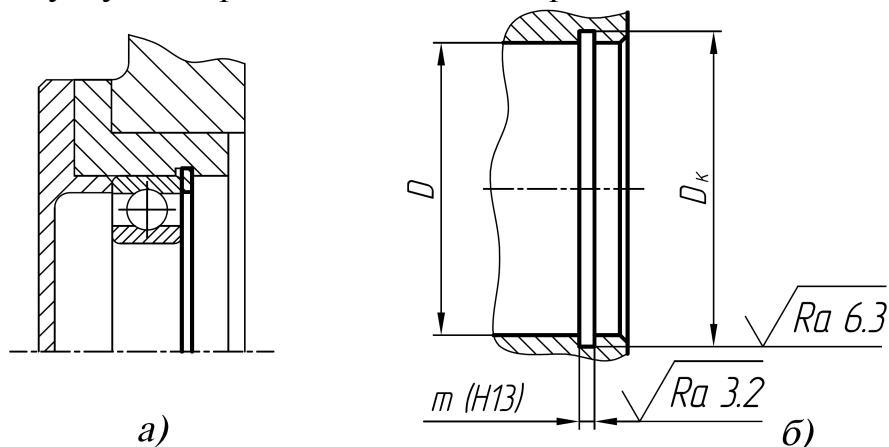


Рис. 13.5 – Приклад закріплення зовнішнього кільця підшипника в стакані (а) та виконання відповідної ділянки стакана (б); D – діаметр, спряжений з підшипником кочення; D_k – діаметр під стопорне кільце

Приклад 13.2.

На кресленні стакана 4 черв'ячно-циліндричного вузла (рис. 12.7) проставити вимоги до точності розмірів, форми та розташування, шорсткості.

Робоче креслення стакана показано на рис. 13.6.

Призначення точності розмірів.

Поля допусків спряжених розмірів проставлені відповідно до складального креслення черв'ячно-циліндричного вузла (рис. 12.7): діаметр отвору, спряжений з підшипником кочення - $\varnothing 80H7$, діаметр зовнішньої циліндричної поверхні - $\varnothing 90k6$. Граничні відхилення ширини фланця стакана $7,1_{-0,150}$ визначені із розрахунку розмірного ланцюга ймовірнісним методом (приклад 11.3, розділ 11.3). Усі інші розміри проставляються відповідно до конструкції та технології виготовлення.

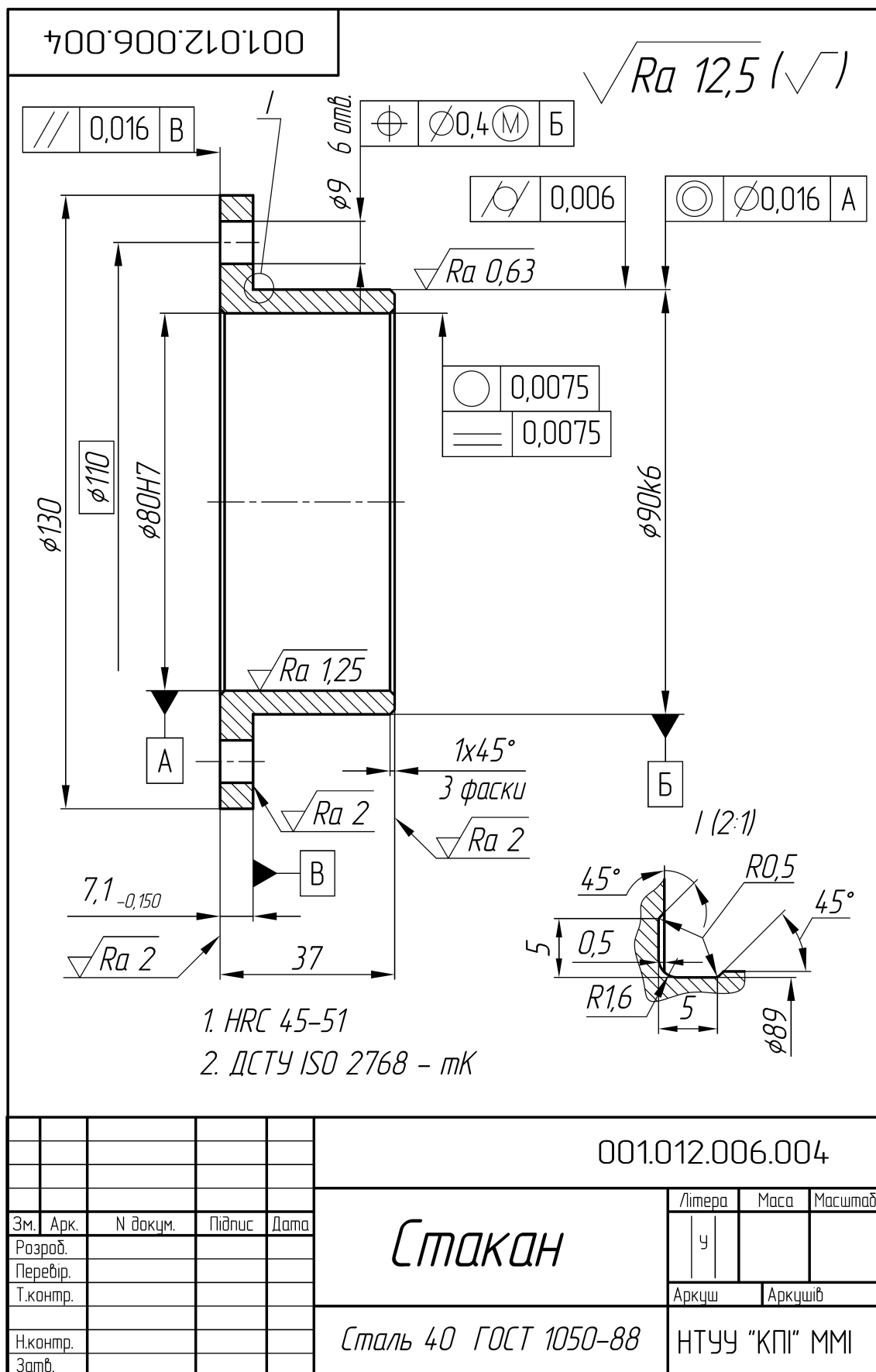


Рис.13.6 - Робоче креслення стакану

Основні допуски розмірів, форми та розташування призначені за середнім класом точності і задаються в технічних вимогах спільним записом: ДСТУ ISO 2768 –mK.

Призначення допусків форми, розташування та шорсткості.

1. Зовнішня циліндрична поверхня стакану $\varnothing 90k6$.

Для обмеження відхилень форми зовнішньої циліндричної поверхні стакану, спряженої з отвором корпусу призначається допуск циліндричності за рівнем відносної геометричної точності A: $TF \approx 0,3 \cdot IT$ (табл. 2.4); $IT6 = 22$ мкм. (табл. А.2); $TF \approx 0,3 \cdot 22 = 6,6$ мкм. Призначається $TFZ = 6$ мкм = 0,006 мм. (табл. Б.2).

Для запобігання зміщення та повертання осі обертання вала призначається допуск співвісності відносно осі отвору $\varnothing 80H7$ (база А), користуючись залежністю (13.1): $TPC \approx 0,6 \cdot IT_D$; де $IT_D = 30$ мкм (табл. А.2), $TPC \approx 0,6 \cdot 30 = 18$ мкм. Призначається $TPC = 16$ мкм = 0,016 мм (табл. Б.4). Допуск задається у діаметральному виразі.

Шорсткість поверхні за рекомендаціями розділу 3.3 призначається за найменшим значенням Rz :

$$Rz = 0,33 \cdot IT6 = 0,33 \cdot 22 = 7,26 \text{ мкм};$$

$$Rz = 0,5 \cdot TPC = 0,5 \cdot 16 = 8 \text{ мкм};$$

$$Rz = 0,5 \cdot TFZ = 0,5 \cdot 6 = 3 \text{ мкм};$$

$$Ra = 0,2 \cdot Rz = 0,2 \cdot 3 = 0,6 \text{ мкм. Призначається } Ra \text{ } 0,63 \text{ мкм (табл. В.1).}$$

2. Внутрішня циліндрична поверхня стакану, спряжена із зовнішнім кільцем підшипника $\varnothing 80H7$.

За ГОСТ 3325-85 для підшипника 0-го класу точності, $D = 80$ мм:

- допуск круглості отвору $TFK = 7,5$ мкм = 0,0075 мм (табл. 7.8);
- допуск профілю поздовжнього перерізу $TFP = 7,5$ мкм = 0,0075 мм (табл. 7.8);
- допуск співвісності становить 8 мкм на 10 мм довжини посадкової поверхні (табл. 4.9). Оскільки $B = 20$ мм, то $TPC \approx 8 \cdot 20 / 10 = 16$ мкм. Призначається $TPC = 16$ мкм = 0,016 мм (табл. Б.4). Допуск призначається у діаметральному виразі відносно осі поверхні $\varnothing 90k6$ (база Б);
- шорсткість циліндричної поверхні отвору – Ra 1,25 мкм (табл. 7.7).

3. Зовнішня торцева поверхня фланця стакану $\varnothing 130$.

Установка підшипника в отворі стакану відповідає схемі 3 (рис. 7.7, в). За рекомендаціями розділу 7.4 допуск паралельності зовнішнього торця фланця стакану становить третину допуску торцевого биття отвору $\varnothing 80H7$ за табл. 7.10: $TP = 46 : 3 = 15,3$ мкм; призначається $TPA = 16$ мкм = 0,016 мм (табл. Б.3). Допуск призначається відносно внутрішнього торця фланця (база В).

Шорсткість зовнішніх торцевих поверхонь стакану і внутрішнього торця фланця визначається за рекомендаціями розділу 3.3 за допуском розташування: $TPA = 16$ мкм; параметр $Rz = 0,5 \cdot TP = 0,5 \cdot 16 = 8$ мкм, $Ra = 0,25 \cdot Rz = 0,25 \cdot 8 = 2$ мкм. Призначається Ra 2 мкм (табл. Б.8).

4. Для центрів кріпильних отворів $\varnothing 9$, розташованих на $\varnothing 110$ задається позиційний допуск відносно осі зовнішньої циліндричної поверхні стакану (база Б).

Значення допуску визначається за найменшим допустимим зазором між наскрізним отвором та кріпильною деталлю (13.2):

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 9 - 8 = 1 \text{ мм},$$

де D_{\min} – найменший граничний діаметр наскрізного отвору, $D_{\min} = 9$ мм; d_{\max} – найбільший граничний діаметр кріпильного гвинта, $d_{\max} = 8$ мм.

Значення коефіцієнта використання зазору $S_{\min} - K$ приймається, як для з'єднань, що не потребують регулювання взаємного розташування деталей: $K = 0,8$. За табл. 13.4: $TPP = 0,4$ мм. Допуск залежний і задається у діаметральному виразі.

5. Шорсткість поверхонь з вільними розмірами призначається Ra 12,5 мкм.

13.3. Призначення геометричної точності кришок підшипників

Поля допусків спряжених поверхонь кришок підшипників, а саме: центрувальних – циліндричних поверхонь, спряжених з отвором і поверхонь виступів кришок, що закладаються в отвір корпусу, визначаються посадками на складальному кресленні вузла. Отвір кришки під ущільнення виконується з полем допуску $H9$. Отвір кришки для виходу валу виконується з полем допуску $H12$.

Граничні відхилення розмірів, що входять у розмірні ланцюги, визначаються із розрахунків і призначаються симетричними $\pm IT/2$, наприклад, розмір висоти центрувальної поверхні кришок, у яких торцева поверхня служить базою для установки підшипника кочення.

Основні допуски розмірів, форми та розташування призначаються за середнім класом точності (розділ 6).

Для кришок, у яких один з торців є базою для установки підшипника кочення, з метою забезпечення більш повного контакту торцевої поверхні кришки з підшипником, запобігання перекосу доріжок кочення підшипника і збільшення терміну його роботи призначаються:

- допуск паралельності торцевої поверхні кришки спряженої з підшипником відносно торця фланця, який є основною конструкторською базою кришки. Допуск призначається [5]: для кулькових радіальних та радіально-упорних підшипників – за 8 квалітетом, для радіальних з короткими циліндричними роликами підшипників – за 7 квалітетом, для конічних роликових – за 6 квалітетом. Значення допуску слід вибирати за зовнішнім діаметром торця. Отримані значення округляються до найближчих за ГОСТ 24643-81;

- допуск торцевого биття торця спряженого з підшипником відносно осі центрувальної поверхні: для кришок глухих (поле допуску центрувальної поверхні $d11$) - за 11 ступенем точності; для кришок з отвором для виходу валу (поле допуску центрувальної поверхні $h9$) залежно від класу точності підшипника – для підшипників 0,6-го класу точності - за 8 ступенем точності, 5-го класу точності - за 6 ступенем точності (ГОСТ 24643-81).

Якщо торець не є базовим для установки підшипника кочення, то ці допуски не призначаються.

Для кришок з отвором під манжетне ущільнення для забезпечення якісного ущільнення також призначаються:

- допуск радіального биття на циліндричну поверхню отвору кришки під ущільнення відносно осі центрувальної поверхні за 7 ступенем точності (ГОСТ 24643-81);

- допуск паралельності торця отвору кришки для базування манжети відносно торця фланця кришки. Допуск призначається за 9 квалітетом [5]. Значення допуску слід вибирати за діаметром отвору під манжету. Отримане значення округляється до найближчого за ГОСТ 24643-81.

Для полегшення складання для центрів кріпильних отворів задається позиційний допуск. Рекомендації з призначення цих допусків повністю відповідають рекомендаціям з призначення позиційних допусків для кріпильних отворів стаканів (розділ 13.2).

Шорсткість центрувальної поверхні і торцевих базових поверхонь кришки рекомендується призначати з інтервалу $Ra\ 1,6 \dots 2,5$ мкм. Шорсткість посадкових поверхонь під манжету рекомендується призначати $Ra\ 2,5$ мкм.

Шорсткість поверхонь вільних розмірів можна призначати за рекомендаціями ГОСТ 18514-73.

Приклад 13.3.

На кресленні кришки 6 черв'ячно-циліндричного вузла (рис. 12.7) проставити допуски розмірів, форми та розташування поверхонь, вимоги до шорсткості.

Робоче креслення кришки показано на рис. 13.7.

Поле допуску діаметра центрувальної поверхні кришки проставлено відповідно до складального креслення черв'ячно-циліндричного вузла (рис. 12.7): $\varnothing 90h9$. Діаметр отвору для виходу валу виконується з полем допуску $\varnothing 51H12$. Діаметр посадкового отвору під манжетне ущільнення виконується з полем допуску $\varnothing 70H9$.

Граничні відхилення ширини центрувальної поверхні $7,1 \pm 0,075$ мм визначені із розрахунку розмірного ланцюга ймовірнісним методом (приклад 11.3, розділ 11.3).

Усі інші розміри проставляються відповідно до конструкції та технології виготовлення.

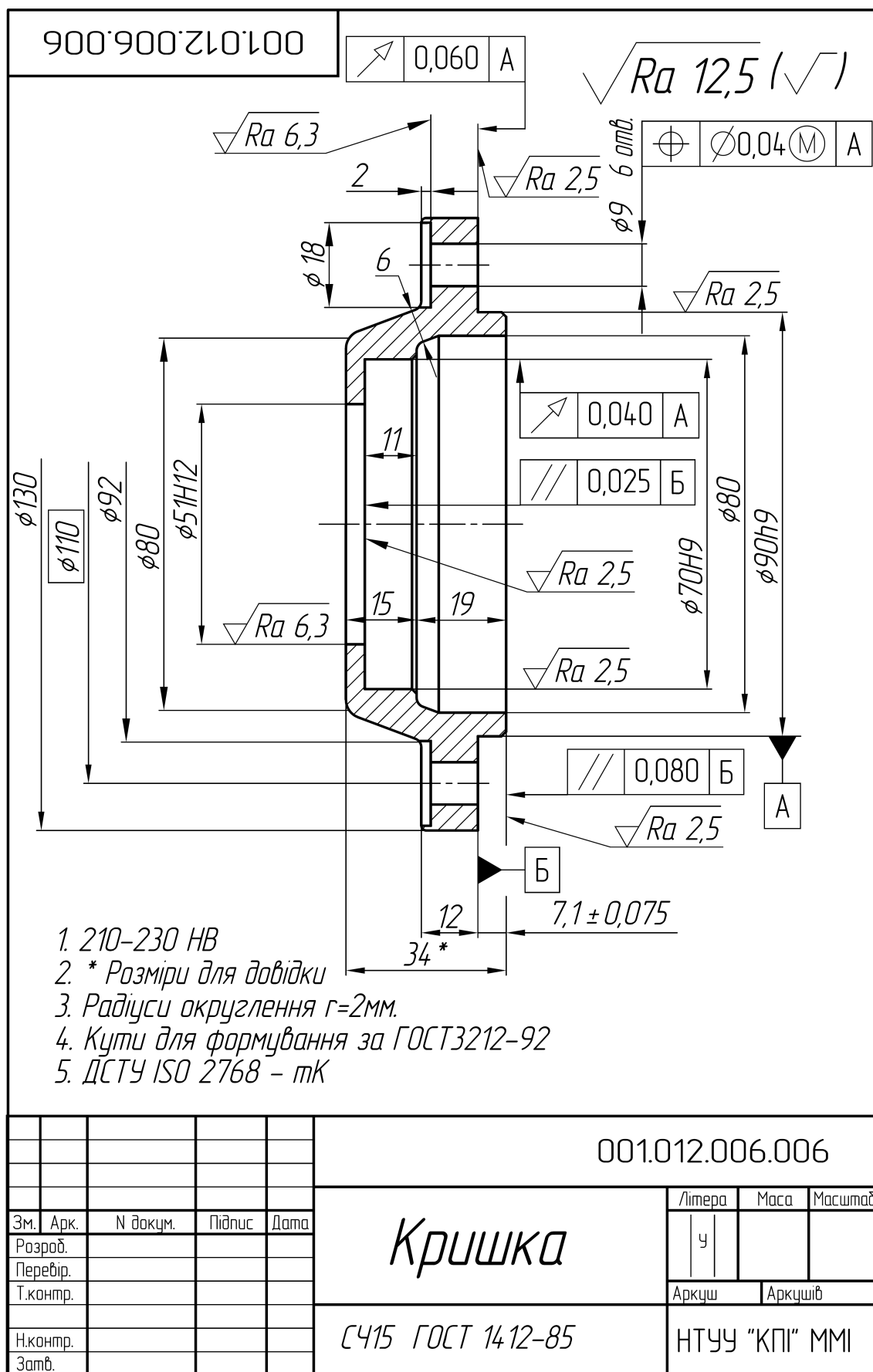
Основні допуски розмірів, форми та розташування призначені за середнім класом точності і задаються в технічних вимогах спільним записом: ДСТУ ISO 2768 –mK.

Призначення допусків форми, розташування та шорсткості.

Торці кришки не є базовими для установки підшипника кочення, тому вимоги до точності форми та розташування цих поверхонь не призначаються.

Конструкція кришки передбачає отвір під манжетне ущільнення. Для забезпечення якісного ущільнення призначаються:

- допуск радіального биття на поверхню отвору $\varnothing 70H9$ відносно осі центрувальної поверхні $\varnothing 90h9$ (база А) за 7 ступенем точності (ГОСТ 24643-81): $TCR = 0.040$ мм (табл. Б.4);



- допуск паралельності торця $\varnothing 70$ для базування манжети відносно торця фланця кришки $\varnothing 130$ (база Б): $TP \approx IT9 = 74$ мкм (табл. А.2); приймається $TPA = 80$ мкм = 0,080 мм (табл. Б.3), допуск призначається відносно торця фланця $\varnothing 130$ (база Б);

- позиційний допуск для центрів кріпильних отворів $\varnothing 9$ відносно осі центрувальної поверхні кришки (база А) на діаметрі центрів отворів $\varnothing 110$.

Значення допуску визначається за найменшим допустимим зазором між наскрізним отвором та кріпильною деталлю (13.2).

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 9 - 8 = 1 \text{ мм},$$

де D_{\min} – найменший граничний діаметр наскрізного отвору, $D_{\min} = 9$ мм; d_{\max} – найбільший граничний діаметр кріпильного гвинта, $d_{\max} = 8$ мм.

Значення коефіцієнта використання зазору $S_{\min} - K$ приймається, як для з'єднань, що не потребують регулювання взаємного розташування деталей: $K = 0,8$. За табл. 13.2: $TPP = 0,4$ мм. Допуск залежний і задається у діаметральному виразі;

- Шорсткість посадкової і торцевої поверхні під манжету призначається $Ra 2,5$ мкм.

- Шорсткість поверхонь з вільними розмірами призначається за ГОСТ 18512-73.

13.4. Призначення геометричної точності зубчастих коліс

На кресленні зубчастого колеса, крім усіх необхідних видів, перетинів, вимірювальних елементів, розмірів, граничних відхилень, допусків форми та розташування, шорсткості, технічних вимог, повинна бути наведена таблиця параметрів зубчастого вінця (розділ 10).

Поля допусків спряжених розмірів визначаються відповідними посадками на складальному кресленні. Якщо зубчасте колесо виконується із шпонковим пазом, то поле допуску ширини шпонкового пазу визначається посадкою шпонки з пазом зубчастого колеса, а вимоги до точності розташування та шорсткості пазу проставляються за рекомендаціями розділу 8.1. На кресленні такого колеса задається також розмір $d + t_2$ з допуском за рекомендаціями розділу 8.1.

Якщо ж зубчасте колесо виконується із шліцьовим отвором, то умовне позначення шліцьового отвору визначається посадкою шліцьового з'єднання на складальному кресленні, а вимоги до точності розташування та шорсткості шліцьового пазу проставляються за рекомендаціями розділу 8.2. Умовне зображення шліцьового отвору повинно відповідати ГОСТ 2.409-74.

Граничні відхилення розмірів, що входять в розмірні ланцюги, вказуються за результатами розрахунків відповідних розмірних ланцюгів.

Основні допуски розмірів, форми та розташування призначаються за середнім класом точності і задаються в технічних вимогах спільним записом.

Допуск на діаметр вершин зуб'їв da можна призначати за рекомендаціями таблиці 13.5 [2].

Рекомендації з вибору поля допуску діаметра вершин зуб'ів da

Модуль, мм	Поле допуску
До 8	h12
Понад 8	h14

Для ширини зубчастого вінця призначається поле допуску $h11$, $h12$, $h13$, $h14$ [11].

Призначення допусків форми, розташування та шорсткості. З метою обмеження контактних тисків для посадкового отвору призначається допуск циліндричності за рекомендаціями табл. 2.5 та 2.4.

Для забезпечення більш повного контакту зубів у передачі для базового торця зубчастого колеса (торця, на який встановлюється зубчасте колесо під час оброблення зубів) призначається допуск торцьового биття відносно осі посадкового отвору. Значення допуску приблизно визначається, як [11]:

$$TCA = \frac{d}{2b} F_{\beta}, \quad (13.4)$$

де d – дільний діаметр; b – ширина зубчастого вінця; F_{β} – допуск напрямку зуба за ГОСТ 1643-81.

Отримане значення округляється до найближчого значення за ГОСТ 24643-81.

Якщо базовий або другий торець бере участь у базуванні підшипника кочення, то для зменшення перекосу кілець підшипника та деформації доріжки кочення внутрішнього кільця, а значить створення більш точної бази для підшипника призначаються [5]:

- для зубчастих коліс, у яких відношення ширини маточини l до посадкового діаметра $d - l/d \geq 0,8$ допуск перпендикулярності на найближчий до підшипника торець зубчастого колеса відносно осі посадкового отвору. Для кулькових підшипників - за 8 ступенем точності; для роликових - за 7 ступенем точності (ГОСТ 24643-81);

- для зубчастих коліс, у яких відношення ширини маточини l до посадкового діаметра $d - l/d < 0,8$ допуск паралельності торців. Для кулькових підшипників - за 7 ступенем точності, а для роликових - за 6 ступенем точності (ГОСТ 24643-81).

З метою обмеження можливого дисбалансу призначається допуск радіального биття зовнішнього діаметра зубчастого колеса da відносно осі посадкового отвору, який орієнтовно можна приймати [12]:

$$TCR \approx 0,6 \cdot Fr, \quad (13.5)$$

де Fr – радіальне биття зубчастого вінця за ГОСТ 1643-81.

Шорсткість поверхонь посадкової поверхні отвору та базового торця зубчастого колеса призначають залежно від допуску розміру (IT), допуску форми (TF) або допуску розташування (TP) (розділ 3.3). Отримане значення параметра Ra округляють до найближчого числа з ряду стандартних значень за ГОСТ 2789-73.

Шорсткість бічних поверхонь зуб'їв призначається залежно від ступеня точності зубчастого колеса за табл. 13.6 [10].

Таблиця 13.6

Рекомендації з призначення шорсткості бічних поверхонь зуб'їв

Ступінь точності зубчастого колеса	Залежність для визначення Ra , мкм
6	0,4
7	0,4 – 0,8
8	1,6
9	3,2

Якщо точність зубчастого колеса задається за трьома нормами – кінематичної точності, плавності та контакту зуб'їв, то для визначення шорсткості береться найвищий ступінь точності.

Шорсткість поверхонь з вільними розмірами призначають $Ra \leq (6,3)12,5 \dots 50$ мкм.

Приклад 13.4.

На кресленні зубчастого колеса 11 черв'ячно-циліндричного вузла (рис. 12.7) проставити вимоги до точності розмірів, форми та розташування, шорсткості.

Робоче креслення зубчастого колеса показано на рис. 13.8.

Відповідно до складального креслення черв'ячно-циліндричного вузла (рис. 12.7) проставлено поле допуску посадкового отвору зубчастого колеса - $\varnothing 32H7$, та поле допуску ширини шпонкового пазу – $10JS9$. Розмір шпонкового пазу $d + t_2$ з допуском за рекомендаціями розділу 8.1 становить $35,3^{+0,2}$, радіус заокруглення дна пазу - $r_{\max} = 0,4$ мм. Поле допуску діаметра вершин зуб'їв призначено за рекомендаціями таблиці 13.5 - $\varnothing 190h12$.

Решта розмірів проставляються відповідно до конструкції та технології виготовлення.

Основні допуски розмірів, форми та розташування призначені за середнім класом точності і задаються в технічних вимогах спільним записом: *ДСТУ ISO 2768 –mK*.

Таблиця параметрів зубчастого колеса.

Перша частина – основні дані:

- модуль $m = 2$ мм;
- число зуб'їв $z = 36$;
- нормальний вихідний контур за ГОСТ 13755-81;
- коефіцієнт зміщення $x = 0$;
- ступінь точності – 7-С ГОСТ 1643-81.

Друга частина – дані для контролю зубчастого вінця:

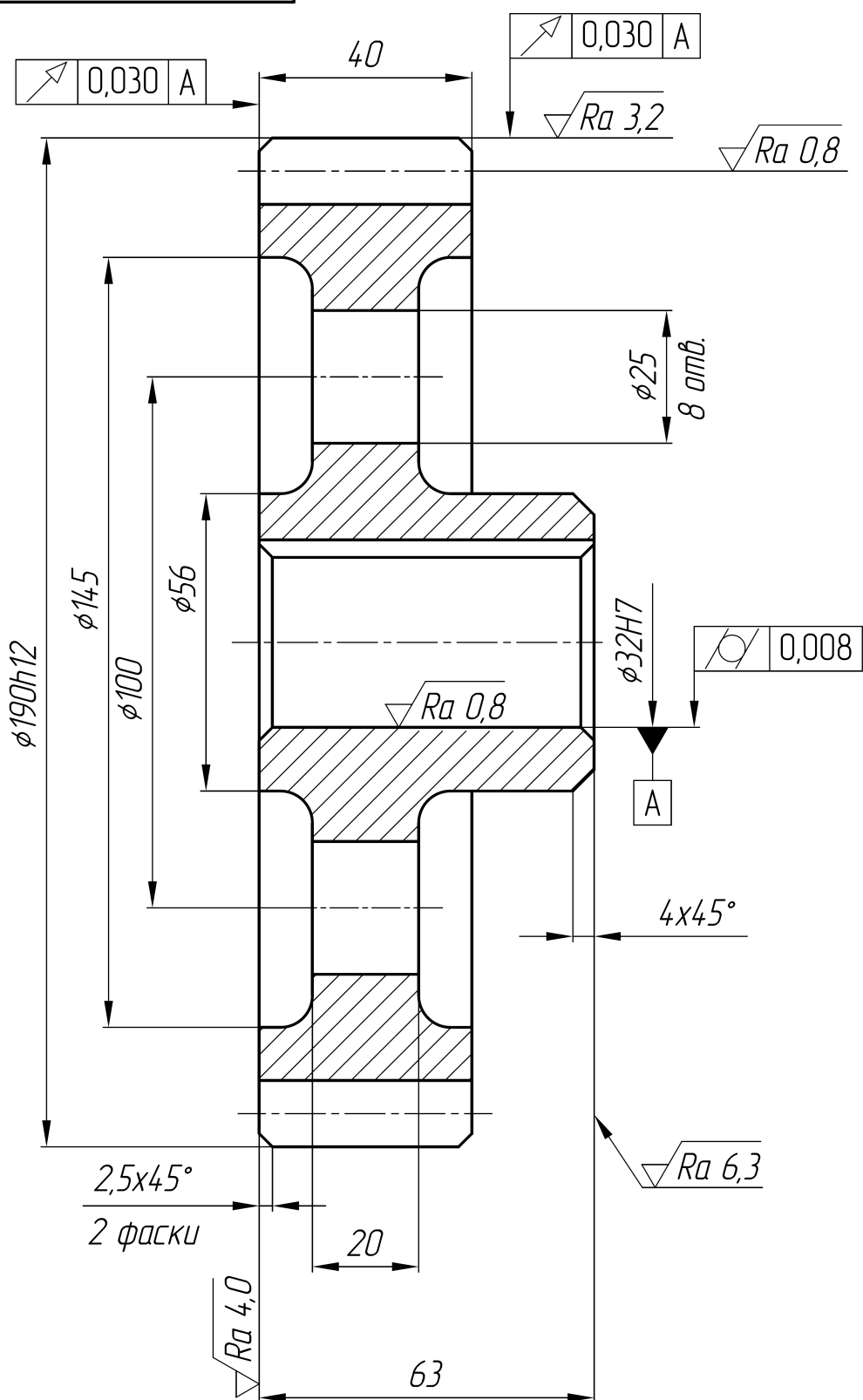
- номінальна довжина спільної нормалі

$$W = m \cdot [2,952 \cdot (z_n - 0,5) + 0,014 \cdot z] = 68,94 \text{ мм},$$

де z_n - кількість зуб'їв, які охоплюються спільною нормаллю W :

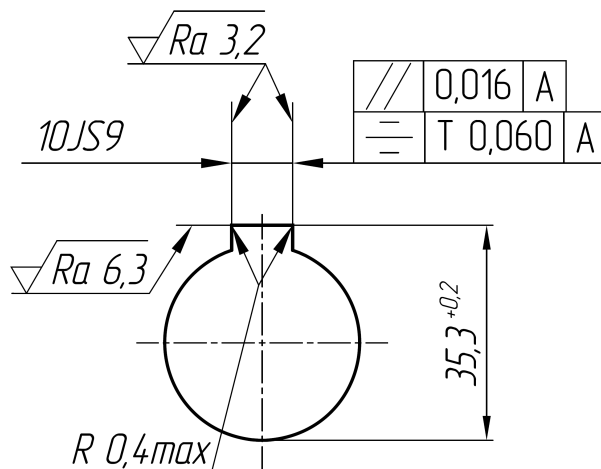
$$z_n = \frac{z}{9} + 0,5 = \frac{36}{9} + 0,5 = 4,5.$$
 Отримане значення z_n округляється до найближчого цілого числа, $z_n = 5$.

001.012.006.013



$\sqrt{Ra\ 12,5\ (\sqrt{\quad})}$

Модуль	<i>m</i>	5
Число зубів	<i>z</i>	36
Нормальний вихідний контур		ГОСТ 13755-81
Коефіцієнт зміщення	<i>x</i>	0
Ступінь точності		7-С ГОСТ 1643-81
Довжина спільної нормалі	<i>W</i>	68,94 ^{+0,084} _{-0,154}
Дільний діаметр	<i>d</i>	180



1. 280 – 300 НВ
2. Радіус скруглення – 6 мм.
3. ДСТУ ISO 2768 – mK

					001.012.006.013			
					<i>Зубчасте колесо</i>	Літера	Маса	Масштаб
Зм.	Арк.	N докум.	Підпис	Дата		У		
Розроб.								
Перевір.								
Т.контр.						Аркцш	Аркцшів	
					<i>Сталь 45 ГОСТ 1050-88</i>	НТУУ "КПІ" ММІ		
Н.контр.								
Затв.								

Рис. 13.8 - Робоче креслення зубчастого колеса 11

- граничні відхилення довжини спільної нормалі (розділ 8.3) для виду спряження – C , виду допуску на бічний зазор – c ; ступеня точності – 7, ділильного діаметра $d = m \cdot z = 180$ мм та допуску на радіальне биття зубчастого вінця $F_r = 56$ мкм (табл. Л.1) становлять:

верхнє відхилення:

за табл. Л.6 $E_{Wms}I = -70$ мкм; за табл. Л.7 $E_{Wms}II = -14$ мкм.

Тоді $E_{Wms} = (-E_{Wms}I) + (-E_{Wms}II) = (-70) + (-14) = -84$ мкм;

нижнє відхилення:

$E_{Wmi} = E_{Wms} - T_{Wm} = -84 - 70 = -154$ мкм.

Третя частина – довідкові дані:

- ділильний діаметр $d = 180$ мм.

Призначення допусків форми, розташування та шорсткості.

1. Поверхня посадкового отвору $\varnothing 32H7$:

- допуск циліндричності за рівнем відносної геометричної точності А: $TF \approx 0,3 \cdot IT$ (табл. 2.4); $IT7 = 25$ мкм (табл. А.2); $TF \approx 0,3 \cdot 25 = 7,5$ мкм; приймається $TFZ = 8$ мкм = 0,008 мм (табл. Б.2);

- шорсткість поверхні отвору за рекомендаціями розділу 3.3 вибирається за найменшим значенням Rz :

$$Rz = 0,33 \cdot IT7 = 0,33 \cdot 25 = 8,25 \text{ мкм};$$

$$Rz = 0,5 \cdot TFZ = 0,5 \cdot 8 = 4 \text{ мкм};$$

$$Ra = 0,2 \cdot Rz = 0,2 \cdot 4 = 0,8 \text{ мкм. Приймається } Ra = 0,8 \text{ мкм (табл. В.1).}$$

2. Поверхні шпонкового пазу:

- допуск паралельності пазу у втулці: $TPA = 0,5 \cdot T_{th} = 0,5 \cdot 36 = 18$ мкм, приймається $TPA = 0,016$ мм (табл. Б.3), задається відносно площини симетрії отвору $\varnothing 32H7$ (база Б);

- допуск симетричності пазу $TPS = 2,0 \cdot T_{th} = 2,0 \cdot 36 = 72$ мкм, приймається $TPS = 0,06$ мм (табл. Б.4), допуск задається у діаметральному виразі відносно площини симетрії отвору $\varnothing 32H7$ (база А);

- шорсткість бічних поверхонь пазу у втулці: Ra 3,2 мкм (табл. 8.4); шорсткість дна шпонкового пазу – Ra 6,3 мкм.

3. Поверхня базового торця:

- допуск торцевого биття відносно осі посадкового отвору (база А) за формулою 13.4 становить:

$$TCA \approx \frac{d}{2b} F_\beta = \frac{180}{2 \cdot 30} \cdot 0.011 = 0.033 \text{ мм},$$

де $d = 180$ мм; $b = 30$ мм; $F_\beta = 11$ мкм (табл. Л.4).

Приймається $TCA = 0,030$ мм (табл. Б.3).

- Шорсткість базової торцевої поверхні зубчастого колеса за рекомендаціями розділу 3.3 призначається за залежностями: $Rz = 0,5 \cdot TP = 0,5 \cdot 30 = 15$ мкм, так як $Rz > 8$ мкм, то параметр $Ra = 0,25 \cdot Rz = 0,25 \cdot 15 = 3,75$ мкм. Приймається Ra 4,0 мкм (табл. В.1).

4. Поверхня зовнішньої циліндричної поверхні зубчастого колеса:

- допуск радіального биття зовнішнього діаметра зубчастого колеса відносно осі посадкового отвору (база А) за формулою 13.5 становить:

$$TCR \approx 0,6 \cdot Fr = 0,6 \cdot 56 = 33,6 \text{ мкм},$$

де радіальне биття зубчастого вінця за ГОСТ 1643-81 $Fr = 56$ мкм (табл. Л.1).

Приймається $TCR = 0,030$ мм (табл. Б.4).

5. Шорсткість поверхонь зубів: для 7 - го ступеня точності призначається $Ra 1,25$ мкм.

6. Шорсткість поверхонь зубчастого колеса з вільними розмірами призначається $Ra 12,5$ мкм.

13.5. Контрольні запитання

1. Що беруть за базу для призначення допусків розташування посадкових поверхонь валів? Чому?

2. Які вимоги висуваються до посадкових поверхонь валів та які допуски форми та розташування поверхонь для них призначають?

3. Які допуски форми і розташування поверхонь призначають для посадкових поверхонь валів під зубчасті колеса?

4. Яку інформацію заносять до таблиці на робочих кресленнях циліндричних зубчастих коліс?

3. Які вимоги висуваються до посадкових поверхонь стаканів? Які допуски форми та розташування поверхонь для них призначають?

4. Які є типи кришок? Які поля допусків спряжених поверхонь для них передбачені?

5. Як нормують точність елементів деталей без індивідуального позначення допусків тобто розмірів з невказаними допусками?

6. Як призначають параметри шорсткості поверхонь деталей машин?

ДОДАТКИ

ДОДАТОК Ж

Таблиця Ж.1

**Точність діаметра та ширини кільця підшипника.
Підшипники кулькові і роликові радіальні і кулькові радіально-упорні.
Кільця внутрішні (за ДСТУ ГОСТ 520:2014)**

Номинальний діаметр отвору d , мм	Відхилення середнього діаметра отвору в одиничній площині Δ_{dmp} , мкм							Відхилення одиничної ширини внутрішнього кільця Δ_{Bs} , мкм						
	верхнє	нижнє						верхнє	нижнє					
	клас точності							клас точності						
	N^* , 6, 5, 4, T , 2	N^*	6	5	4	T	2	N^* , 6, 5, 4, T , 2	N^*	6	5	4	T	2
Від 0,6 до 2,5 вкл.	0	-8	-7	-5	-4	-4	-2,5	0	-40	-40	-40	-40	-40	-40
Понад 2,5 до 10	0	-8	-7	-5	-4	-4	-2,5	0	-120	-120	-40	-40	-40	-40
« 10 « 18 «	0	-8	-7	-5	-4	-4	-2,5	0	-120	-120	-80	-80	-80	-80
« 18 « 30 «	0	-10	-8	-6	-5	-4	-2,5	0	-120	-120	-120	-120	-120	-120
« 30 « 50 «	0	-12	-10	-8	-6	-4	-2,5	0	-120	-120	-120	-120	-120	-120
« 50 « 80 «	0	-15	-12	-9	-7	-5	-4	0	-150	-150	-150	-150	-125	-150
« 80 « 120 «	0	-20	-15	-10	-8	-5	-5	0	-200	-200	-200	-200	-125	-200
« 120 « 180 «	0	-25	-18	-13	-10	-7	-7	0	-250	-250	-250	-250	-125	-250
« 180 « 250 «	0	-30	-22	-15	-12	-9	-8	0	-300	-300	-300	-300	-150	-300
« 250 « 315 «	0	-35	-25	-18	-	-	-	0	-350	-350	-350	-	-	-
« 315 « 400 «	0	-40	-30	-23	-	-	-	0	-400	-400	-400	-	-	-
« 400 « 500 «	0	-45	-35	-	-	-	-	0	-450	-450	-	-	-	-
« 500 « 630 «	0	-50	-40	-	-	-	-	0	-500	-500	-	-	-	-
« 630 « 800 «	0	-75	-	-	-	-	-	0	-750	-	-	-	-	-
« 800 « 1000 «	0	-100	-	-	-	-	-	0	-1000	-	-	-	-	-
« 1000 « 1250 «	0	-125	-	-	-	-	-	0	-1250	-	-	-	-	-

N^* - клас точності нормальний.

Таблиця Ж.2

**Точність діаметра та ширини кільця підшипника.
Підшипники кулькові і роликові радіальні і кулькові радіально-упорні.
Кільця зовнішні (за ДСТУ ГОСТ 520:2014)**

Номинальний зовнішній діаметр D , мм	Відхилення середнього зовнішнього діаметра в одиничній площині Δ_{Dmp} , мкм							Відхилення одиничної ширини зовнішнього кільця Δ_{Cs} , мкм	
	верхнє		нижнє					верхнє	нижнє
	клас точності							клас точності	
	N^* , 6, 5, 4, T , 2	N^*	6	5	4	T	2	N^* , 6, 5, 4, T , 2	N^* , 6, 5, 4, T , 2
Від 2,5 до 6 вкл.	0	-8	-7	-5	-4	-3	-2,5	Дорівнюють Δ_{Bs} того ж підшипника відповідно	
Понад 6 « 18 «	0	-8	-7	-5	-4	-3	-2,5		
« 18 « 30 «	0	-9	-8	-6	-5	-4	-4		
« 30 « 50 «	0	-11	-9	-7	-6	-4	-4		
« 50 « 80 «	0	-13	-11	-9	-7	-4	-4		
« 80 « 120 «	0	-15	-13	-10	-8	-5	-5		
« 120 « 150 «	0	-18	-15	-11	-9	-5	-5		
« 150 « 180 «	0	-25	-18	-13	-10	-7	-7		
« 180 « 250 «	0	-30	-20	-15	-11	-8	-8		
« 250 « 315 «	0	-35	-25	-18	-13	-10	-8		
« 315 « 400 «	0	-40	-28	-20	-15	-12	-10		
« 400 « 500 «	0	-45	-33	-23	-	-	-		
« 500 « 630 «	0	-50	-38	-28	-	-	-		
« 630 « 800 «	0	-75	-45	-35	-	-	-		
« 800 « 1000 «	0	-100	-60	-	-	-	-		
« 1000 « 1250 «	0	-125	-	-	-	-	-		

N^* - клас точності нормальний.

Таблиця Ж.3

**Точність діаметра та ширини кільця підшипника.
Підшипники роликові конічні. Кільця внутрішні (за ДСТУ ГОСТ 520:2014)**

Номинальний діаметр отвору d , мм	Відхилення середнього діаметра отвору в одичинній площині Δ_{dmp} , мкм								Відхилення одичинної ширини внутрішнього кільця Δ_{Bs} , мкм							
	верхнє	нижнє							верхнє	нижнє						
	клас точності								клас точності							
	$0, N^*, 6X, 6, 5, 4, 2$	0	N^*	$6X$	6	5	4	2	$0, N^*, 6X, 6, 5, 4, 2$	0	N^*	$6X$	6	5	4	2
Від 10 до 18 вкл.	0	-12	-12	-12	-7	-7	-5	-4	0	-200	-120	-50	-200	-200	-200	-200
Понад 18 до 30 «	0	-12	-12	-12	-8	-8	-6	-4	0	-200	-120	-50	-200	-200	-200	-200
« 30 « 50 «	0	-12	-12	-12	-10	-10	-8	-4	0	-240	-120	-50	-240	-240	-240	-240
« 50 « 80 «	0	-15	-15	-15	-12	-12	-9	-5	0	-300	-150	-50	-300	-300	-300	-300
« 80 « 120 «	0	-20	-20	-20	-15	-15	-10	-5	0	-400	-200	-50	-400	-400	-400	-400
« 120 « 180 «	0	-25	-25	-25	-18	-18	-13	-6,5	0	-500	-250	-50	-500	-500	-500	-500
« 180 « 250 «	0	-30	-30	-30	-22	-22	-15	-9	0	-600	-300	-50	-600	-600	-600	-600
« 250 « 315 «	0	-35	-35	-35	-25	-	-	-12	0	-700	-350	-50	-700	-	-	-700
« 315 « 400 «	0	-40	-40	-40	-30	-	-	-	0	-800	-400	-50	-800	-	-	-

N^* - клас точності нормальний.

Таблиця Ж.4

**Точність діаметра та ширини кільця підшипника.
Підшипники роликові конічні. Кільця зовнішні (за ДСТУ ГОСТ 520:2014)**

Номинальний зовнішній діаметр D , мм	Відхилення середнього зовнішнього діаметра в одиничній площині Δ_{Dmp} , мкм								Відхилення одиничної ширини зовнішнього кільця Δ_{Cs} , мкм							
	верхнє		нижнє						верхнє		нижнє					
	клас точності								клас точності							
	$0, N^*, 6X,$ $6, 5, 4, 2$	0	N^*	$6X$	6	5	4	2	$0, N^*, 6X,$ $6, 5, 4, 2$	0	N^*	$6X$	6	5	4	2
Від 10 до 18 вкл.								0	Дорівнюють Δ_B того ж підшипника відповідно	-120	-100	Дорівнюють Δ_B того ж підшипника відповідно				
Понад 18 до 30«	0	-12	-12	-12	-8	-8	-6	-4		0	-120					-100
« 30 « 50 «	0	-14	-14	-14	-9	-9	-7	-4		0	-120					-100
« 50 « 80 «	0	-16	-16	-16	-11	-11	-9	-4		0	-150					-100
« 80 « 120 «	0	-18	-18	-18	-13	-13	-10	-5		0	-200					-100
« 120 « 150 «	0	-20	-20	-20	-15	-15	-11	-5		0	-250					-100
« 150 « 180 «	0	-25	-25	-25	-18	-18	-13	-6,5		0	-250					-100
« 180 « 250 «	0	-30	-30	-30	-20	-20	-15	-8		0	-300					-100
« 150 « 180 «	0	-25	-25	-25	-18	-18	-13	-6,5		0	-250					-100
« 180 « 250 «	0	-30	-30	-30	-20	-20	-15	-8		0	-300					-100
« 250 « 315 «	0	-35	-35	-35	-25	-25	-18	-10		0	-350					-100
« 315 « 400 «	0	-40	-40	-40	-28	-28	-20	-12		0	-400					-100
« 400 « 500 «	0	-45	-45	-45	-33	-	-	-		-	-					-
« 500 « 630 «	0	-50	-50	-50	-38	-	-	-		-	-					-

N^* - клас точності нормальний.

Таблиця Ж.5

**Точність ширини (монтажної висоти) підшипника.
Підшипники роликові конічні (за ДСТУ ГОСТ 520:2014)**

Номинальний діаметр отвору d , мм	Відхилення дійсної ширини (монтажної висоти) підшипника Δ_{Ts} , мкм													
	класи точності													
	0		Нормальний		6X		6		5		4		2	
	вер.	ниж.	вер.	ниж.	вер.	ниж.	вер.	ниж.	вер.	ниж.	вер.	ниж.	вер.	ниж.
Від 10 до 18 вкл.	+250	-250	+200	0	+100	0	+250	-250	+200	-200	+200	-200	+200	-200
Пон.18 до 30«	+250	-250	+200	0	+100	0	+250	-250	+200	-200	+200	-200	+200	-200
« 30 « 50 «	+250	-250	+200	0	+100	0	+250	-250	+200	-200	+200	-200	+200	-200
« 50 « 80 «	+250	-250	+200	0	+100	0	+250	-250	+200	-200	+200	-200	+200	-200
« 80 « 120 «	+500	-500	+200	-200	+100	0	+500	-500	+200	-200	+200	-200	+200	-200
«120 « 180 «	+750	-750	+350	-250	+150	0	+750	-750	+350	-250	+350	-250	+350	-250
«180 « 250 «	+750	-750	+350	-250	+150	0	+750	-750	+350	-250	+350	-250	+350	-250
«250 « 315«	+750	-750	+350	-250	+200	0	+750	-750	-	-	-	-	+350	-250
«315 « 400«	+1000	-1000	+400	-400	+200	0	+1000	-1000	-	-	-	-	-	-

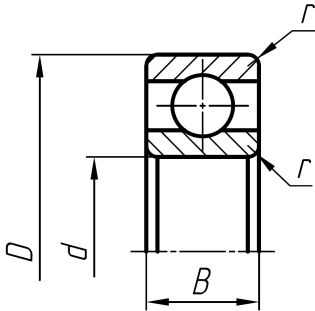
Таблиця Ж.6

**Підшипники упорні та упорно-радіальні.
Кільця тугі і вільні (за ДСТУ ГОСТ 520:2014)**

Номинальний діаметр отвору d чи d_2 , номинальний зовнішній діаметр D , мм	Відхилення середнього діаметра внутрішнього тугого кільця Δ_{dmp} , Δ_{d2mp} , мкм			Відхилення середнього діаметра зовнішнього вільного кільця Δ_{Dmp} , мкм			Відхилення дійсної висоти одинарного підшипника Δ_{Ts} , мкм		Відхилення дійсної висоти подвійного підшипника Δ_{Tls} , мкм	
	верхнє		нижнє	верхнє		нижнє	верхнє	нижнє	верхнє	нижнє
	класи точності			класи точності			класи точності		класи точності	
	N^* , 6, 5, 4, 2	N^* , 6, 5	4, 2	N^* , 6, 5, 4, 2	N^* , 6, 5	4, (2)	N^* , 6, 5, 4	N^* , 6, 5, 4	N^* , 6, 5, 4	N^* , 6, 5, 4
До 18 вкл.	0	-8	-7	0	-11	-7	+20	-250	+150	-400
Понад 18 до 30«	0	-10	-8	0	-13	-8	+20	-250	+150	-400
« 30 « 50 «	0	-12	-10	0	-16	-9	+20	-250	+150	-400
« 50 « 80 «	0	-15	-12	0	-19	-11	+20	-300	+150	-500
« 80 « 120«	0	-20	-15	0	-22	-13	+25	-300	+200	-500
« 120 «180 «	0	-25	-18	0	-25	-15	+25	-400	+200	-600
« 180 « 250 «	0	-30	-22	0	-30	-20	+30	-400	+250	-600
« 250 « 315 «	0	-35	-25	0	-35	-25	+40	-400	-	-
« 315 « 400 «	0	-40	-30	0	-40	-28	+40	-500	-	-
« 400 « 500 «	0	-45	-35	0	-45	-33	+50	-500	-	-
« 500 « 630 «	0	-50	-40	0	-50	-38	+60	-600	-	-
« 630 « 800 «	0	-75	-50	0	-75	-45	+70	-750	-	-
«800 «1000«	0	-100	-	0	-100	-60(-)	+80	-1000	-	-
«1000 «1250 «	0	-125	-	0	-125	-	+100	-1400	-	-
«1250 « 1600«	0	-160	-	0	-160	-	+120	-1600	-	-

N^* - клас точності нормальний.

**Розміри підшипників кулькових радіальних однорядних
(за ДСТУ ГОСТ 8338:2008 фрагмент)**



C – динамічна вантажопідйомність;

C_0 – статична вантажопідйомність

Легка серія

Умовне позначення	d	D	B	r	C , кН	C_0 , кН	Умовне позначення	d	D	B	r	C , Н	C_0 , Н
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2	218	90	160	30	3	95,6	62
205	25	52	15	1,5	14	6,95	219	95	170	32	3,5	108	69,5
206	30	62	16	1,5	19,5	10	220	100	180	34	3,5	124	79
207	35	72	17	2	25,5	13,7	221	105	190	36	3,5	133	90
208	40	80	18	2	32	17,8	222	110	200	38	3,5	146	100
209	45	85	19	2	33,2	18,6	224	120	215	40	3,5	156	112
210	50	90	20	2	35,1	19,8	226	130	230	40	4	156	112
211	55	100	21	2,5	43,6	25	228	140	250	42	4	165	122
212	60	110	22	2,5	52	31	230	150	270	45	4	189	150
213	65	120	23	2,5	56	34	232	160	290	48	4	200	165
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5	234	170	310	52	5	240	209
215	75	130	25	2,5	66,3	41	236	180	320	52	5	229	196
216	80	140	26	3	70,2	45	238	190	340	55	5	255	232
217	85	150	28	3	83,2	53	244	244	400	65	5	296	290

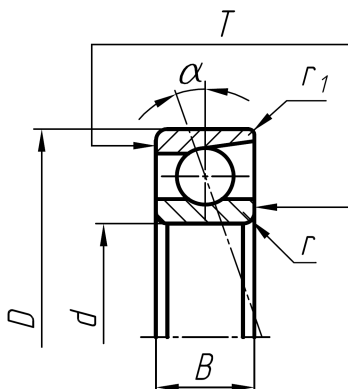
Середня серія

304	20	52	15	2	15,9	7,8	315	75	160	37	3,5	112	72,5
305	25	62	17	2	22,5	11,4	316	80	170	39	3,5	124	80
306	30	72	19	2	28,1	14,6	317	85	180	41	4	133	90
307	35	80	21	2,5	33,2	18	318	90	190	43	4	143	99
308	40	90	23	2,5	41	22,4	319	95	200	45	4	153	110
309	45	100	25	2,5	52,7	30	320	100	215	47	4	174	132
310	50	110	27	3	61,8	36	321	105	225	49	4	182	143
311	55	120	29	3	71,5	41,5	322	110	240	50	4	203	166
312	60	130	31	3,5	81,9	48,5	324	120	260	55	4	217	180
313	60	140	33	3,5	92,8	56	326	130	280	58	5	229	193
314	70	150	35	3,5	104	63	330	150	320	65	5	276	250

Важка серія

403	17	62	17	2	22,9	11,8	411	55	140	33	3,5	100	63
405	25	80	21	2,5	36,4	20,4	412	60	150	35	3,5	108	70
406	30	90	23	2,5	47	26,7	413	65	160	37	3,5	119	78,1
407	35	100	25	2,5	55,8	31	414	70	180	42	4	143	105
408	40	110	27	3	63,7	36,5	416	80	200	48	4	163	125
409	45	120	29	3	76,1	45,5	417	85	210	52	5	174	135
410	50	130	31	3,5	87,1	52							

**Розміри підшипників кулькових радіально-упорних однорядних $\alpha = 12^\circ$
(за ГОСТ 831-75 фрагмент)**



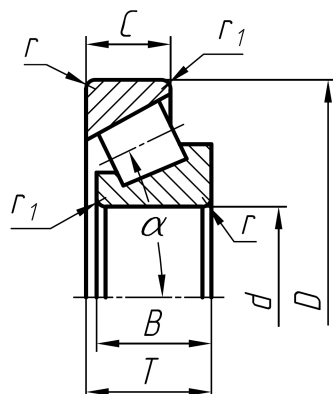
C – динамічна вантажопідйомність;

C_0 – статична вантажопідйомність

Особливо легка серія

Умовне позначення	d	D	B	T	r	r_1	C , кН	C_0 , кН
Легка вузька серія								
36204	20	47	14	14	1,5	0,5	15,7	8,31
36205	25	52	15	15	1,5	0,5	16,7	9,1
36206	30	63	16	16	1,5	0,5	22	12
36207	35	72	17	17	2	1	30,8	17,8
36208	40	80	18	18	2	1	38,9	23,2
36209	45	85	19	19	2	1	41,2	25,1
36210	50	90	20	20	2	1	43,2	27
36211	55	100	21	21	2,5	1,2	58,4	34,2
36212	60	110	22	22	2,5	0,2	61,5	39,3
36214	70	125	24	24	2,5	0,2	80,2	54,8
36216	80	140	26	26	3	1,5	93,6	65
Середня вузька серія								
36303	17	47	14	14	1,5	0,5	17,2	8,7
36308	40	90	23	23	2,5	1,2	53,9	82,8
36318	90	190	43	43	4	2	189	145
Підшипники кулькові радіально-упорні однорядні (ГОСТ 831-75). $\alpha=26^\circ$								
Особливо легка серія								
46106	30	55	13	13	1,5	0,5	14,5	7,88
46108	40	68	15	15	1,5	0,5	18,9	11,1
46109	45	75	16	16	1,5	0,5	22,5	13,4
46111	55	90	18	18	2	1	32,6	21,1
46112	60	95	18	18	2	1	37,4	24,5
46114	70	110	20	20	2	1	46,1	31,7
46115	75	115	20	20	2	1	47,3	33,4
Легка вузька серія								
46204	20	47	14	14	1,5	0,5	14,8	7,64
46205	25	52	15	15	1,5	0,5	15,7	8,34
46206	30	62	16	16	1,5	0,5	21,9	12
46207	35	72	17	17	2	1	29	16,4
46208	40	80	18	18	2	1	36,8	21,3
46209	45	85	19	19	2	1	38,7	23,1
46210	50	90	20	20	2	1	40,6	24,9
Середня вузька серія								
46304	20	52	15	15	2	1	17,8	9
46305	25	62	17	17	2	1	26,9	14,6
46306	30	72	19	19	2	1	32,6	18,3
46307	35	80	21	21	2,5	1,2	42,6	24,7
46308	40	90	23	23	2,5	1,2	50,8	30,1
46309	45	100	25	25	2,5	1,2	61,4	37
46310	50	110	27	27	3	1,5	71,8	44

**Розміри підшипників роликових конічних однорядних
(за ДСТУ ГОСТ 27365:2008 фрагмент)**



C – динамічна вантажопідйомність;
 C_0 – статична вантажопідйомність

Умовне позначення	d	D	T	B	c	r	r_1	C , кН	C_0 , кН
Легка серія, $\alpha=12-18^\circ$									
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	21	13
7205	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	24	17,5
7206	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	31	22
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	38,5	26
7208	40	80	19,75	20	16	2,0	0,8	46,5	32,5
7209	45	85	20,75	19	16	2,0	0,8	50	38
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	56	40
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	65	46
7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	78	58
7214	70	125	26,25	26	21	2,5	0,8	96	82
7215	75	130	27,25	26	22	2,5	0,8	107	84
7216	80	140	28,25	28	22	3,0	1,0	112	95,2
7217	85	150	30,50	28	24	3,0	1,0	130	109
7218	90	160	32,50	31	26	3,0	1,0	158	125
Легка широка серія, $\alpha=12-16^\circ$									
7506	30	62	21,25	20,5	17	1,5	0,5	36	27
7507	35	72	24,5	23	20	2,0	0,8	53	40
7508	40	80	24,75	23,5	20	2,0	0,8	56	44
7509	45	85	24,75	23,5	20	2,0	0,8	60	46
7510	50	90	24,75	23,5	20	2,0	0,8	62	54
7511	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8	80	61
7512	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8	94	75
7513	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	119	98
7514	70	125	33,25	21	27	2,5	0,8	125	101
7515	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	130	108
7516	80	140	35,25	33	28	3,0	1,0	143	126
7517	85	150	38,5	36	30	3,0	1,0	162	141
Середня серія, $\alpha=10-14^\circ$									
7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8	26	17
7305	25	62	18,25	17	15	2,0	0,8	33	23,2
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8	43	29,5
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54	38
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66	47
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83	60
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0	100	75,5
7311	55	120	31,50	29	25	3,0	1,0	107	81,5
7312	60	130	33,50	31	27	3,5	1,2	128	96,5
7313	65	140	36,00	33	28	3,5	1,2	146	112
7314	70	150	38,00	37	30	3,5	1,2	170	137
7315	75	160	40,00	37	31	3,5	1,2	180	148
7317	85	180	44,50	41	35	4,0	1,5	230	195
7318	90	190	46,5	43	36	4,0	1,5	250	201

**Рекомендовані посадки кулькових і роликів підшипників
(за ГОСТ 3325-85, фрагмент)**

Вид навантаження кільця	Режим роботи	Різновиди і розміри радіальних і радіально-упорних підшипників	Рекомендовані посадки
Посадки підшипників на вал (під внутрішнє кільце)			
Циркуляційне (вал обертається)	Легкий або нормальний $0,07C < P \leq 0,15C$	Кулькові і роликові $d \leq 50$ мм	L2/h3; L2/js3; L2/h4; L2/js4; L4/h5; L4/js5 L5/h5; L5/js5
		Радіальні $d \leq 40$ мм, радіально-упорні, кулькові $d \leq 100$ мм, роликові $d \leq 40$ мм	L2/js4; L4/js5; L5/js5; L6/js6; L6/k6; L0/js6; L0/k6
		Кулькові і роликові $d \leq 100$ мм $d \leq 250$ мм	L2/k4; L4/k5; L5/k5; L6/js6; L6/k6; L0/js6; L0/k6; L6/m6; L0/m6
	Нормальний або важкий $0,07C < P \leq 0,15C$	Радіально-упорні і кулькові радіальні $d \leq 100$ мм,	L2/k4; L4/k5; L5/k5 L6/js6; L6/k6; L0/js6
		Роликові радіальні $d \leq 40$	L0/k6
		Радіальні і кулькові радіально-упорні $d \leq 100$ мм Роликові радіально-упорні $d \leq 180$ мм	L2/m2; L4/m5; L5/m5 L6/m6; L0/m6
		Роликові $d \leq 250$ мм	L2/n4; L4/n5; L5/n5 L6/n6; L6/p6; L0/n6; L0/p6
	Циркуляційне (вал обертається)	Важкий з ударним навантаженням	Роликові радіальні $50 \text{ мм} < d \leq 140 \text{ мм}$
Роликові радіальні $140 \text{ мм} < d \leq 200 \text{ мм}$			L6/p6; L0/p6
Роликові радіальні $200 \text{ мм} < d \leq 250 \text{ мм}$			L6/r6; L6/r7; L0/r6; L0/r7
Місцеве (корпус обертається)	Легкий або нормальний $P \leq 0,07C$	Підшипники всіх діаметрів	L6/g6; L0/g6
	Нормальний або важкий $0,07C < P \leq 0,15C$		L6/g6; L6/h6; L0/g6; L0/h6; L6/f7; L0/f7
			L6/h6; L0/h6
Посадки упорних підшипників			
Осьове навантаження		Підшипники всіх діаметрів	L6/js6; L0/js6
Коливальне	Навантаження осьове та радіальне	$d \leq 200$ мм	L6/k6; L0/k6
		$200 \text{ мм} < d \leq 250 \text{ мм}$	L6/m6; L0/m6

Вид навантаження кільця	Режим роботи	Різновиди і розміри радіальних і радіально-упорних підшипників	Рекомендовані посадки
Посадка підшипників в корпус (під зовнішнє кільце)			
Радіальні і радіально-упорні підшипники			
Місцеве (обертається вал)	Легкий або нормальний $P \leq 0,07C$	Для всіх різновидів	H5/I2; JS5/I2
	Нормальний $0,07C < P \leq 0,15C$		H7/I0; H7/I6; H6/I4; H6/I5; JS6/I5; JS7/I6; JS7/I0
	Нормальний або важкий (для точних вузлів): $0,07C < P \leq 0,15C$		JS6/I4; JS6/I5; JS7/I6; JS7/I0
Місцеве(обертається вал)	Нормальний або важкий (переміщення уздовж осі відсутнє): $0,07C < P \leq 0,15C$	Для всіх різновидів	К6/I4; M6/I4; K6/I5; M6/I5
	Нормальний або важкий $P > 0,15C$		JS7/I6; K7/I6; M7/I6; JS7/I0; K7/I0; M7/I0
	Легкий або нормальний $0,07C < P \leq 0,15C$		H7/I6; J7/I6; H7/I0; J7/I0
Коливальне	Нормальний або важкий $0,07C < P \leq 0,15C$	Для всіх різновидів	H7/I6; JS7/I6; H7/I0; JS7/I0
Циркуляційне (обертається корпус)	Нормальний $0,07C < P \leq 0,15C$		JS5/I2; K5/I2; JS6/I4; K6/I4; JS6/I5; K6/I5
	Нормальний або важкий $0,07C < P \leq 0,15C$		JS7/I6; K7/I6; JS7/I0; K7/I0
	Важкий при тонкостінних корпусах $P > 0,15C$	M7/I6; N7/I6; M7/I0; N7/I0	
Місцеве. Осьове навантаження	Нормальний: $0,07C < P \leq 0,15C$	Для упорних	P6/I5; P7/I6; P7/I0
	Важкий: $P > 0,15C$		H8/I6; H8/I0;
Місцеве(обертається вал)	Важкий або нормальний: $0,07C < P \leq 0,15C$		H6/I4; H6/I5; H8/I6; H8/I0; H9/I6; H9/I0
Циркуляційне	Важкий: $P > 0,15C$		G6/I4; G6/I5; G7/I6; G7/I0
			JS7/I6; JS7/I0
		K7/I6; K7/I0	
		M7/I6; M7/I0	

ДОДАТОК И

Таблиця И.1

Розміри шпонок та елементів шпонкових пазів (ГОСТ 23360-78, фрагмент)

Діаметр вала d , мм	Перетин шпонки $b \times h$, мм	Інтервали довжини l , мм		Шпонковий паз			
				Глибина, мм		Радіус закруглення r або фаска $s_1 \times 45^\circ$, мм	
		від	до	на валу t_1	у втулці t_2	не більше	не менше
від 6 до 8	2×2	6	20	1,2	1,0	0,16	0,08
понад 8 до 10	3×3	6	36	1,8	1,4		
понад 10 до 12	4×4	8	45	2,5	1,8		
понад 12 до 17	5×5	10	56	3,0	2,3	0,25	0,16
понад 17 до 22	6×6	14	70	3,5	2,8		
понад 22 до 30	8×7	18	90	4,0	3,3		
понад 30 до 38	10×8	22	110	5,0	3,3	0,4	0,25
понад 38 до 44	12×8	28	140	5,0	3,3		
понад 44 до 50	14×9	36	160	5,5	3,8		
понад 50 до 58	16×10	45	180	6,0	4,3		
понад 58 до 65	18×11	50	200	7,0	4,4		
понад 65 до 75	20×12	56	220	7,5	4,9	0,6	0,4
понад 75 до 85	22×14	63	250	9,0	5,4		
понад 85 до 95	24×14		250	9,0	5,4		
	25×14	70	280	9,0	5,4		
понад 95 до 110	28×16	80	320	10,0	6,4		
понад 110 до 130	32×18	90	360	11,0	7,4		
понад 130 до 150	36×20	100	400	12,0	8,4	1,0	0,7
понад 150 до 170	40×22	100	400	13,0	9,4		
понад 170 до 200	45×25	110	450	15,0	10,4		
понад 200 до 230	50×28	125	500	17,0	11,4		

Примітка: Довжини шпонок вибираються з ряду: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500.

Таблиця И.2

Розміри елементів деталей з'єднання з сегментною шпонкою (ДСТУ ГОСТ 24071:2005, фрагмент)

Діаметр вала, мм		Розмір шпонки, мм $b \times h \times D$	Глибина, мм				Радіус R , мм	
Серія 1	Серія 2		Вал t_1		Втулка t_2		Не менше	Не більше
			Ном.	Відх.	Ном.	Відх.		
Понад 3 до 4	Понад 3 до 4	1,0×1,4×4	1,0	+0,1	0,6	+0,1	0,08	0,16
» 4 » 5	» 4 » 6	1,5×2,6×7	2,0		0,8		0,08	0,16
» 5 » 6	» 6 » 8	2,0×2,6×7	1,8		1,0		0,08	0,16
» 6 » 7	» 8 » 10	2,0×3,7×10	2,9		1,0		0,08	0,16
» 7 » 8	» 10 » 12	2,5×3,7×10	2,7		1,2		0,08	0,16
» 8 » 10	» 12 » 15	3,0×5,0×13	3,8	1,4	0,08		0,16	
» 10 » 12	» 15 » 18	3,0×6,5×16	5,3	1,4	0,16		0,25	
» 12 » 14	» 18 » 20	4,0×6,5×16	5,0	1,8	0,16		0,25	
» 14 » 16	» 20 » 22	4,0×7,5×19	6,0	1,8	0,16		0,25	
» 16 » 18	» 22 » 25	5,0×6,5×16	4,5	2,3	0,16		0,25	
» 18 » 20	» 25 » 28	5,0×7,5×19	5,5	2,3	0,16		0,25	
» 20 » 22	» 28 » 32	5,0×9,0×22	7,0	2,3	0,16	0,25		
» 22 » 25	» 32 » 36	6,0×9,0×22	6,5	2,8	0,25	0,25		
» 25 » 28	» 36 » 40	6,0×10,0×25	7,5	2,8	0,16	0,25		
» 28 » 32	» 40	8,0×11,0×28	8,0	3,3	0,25	0,40		
» 32 » 38	-	10,0×13,0×32	10,0	3,3	0,25	0,40		

Примітка: Серія діаметрів 1 призначена для передачі крутного моменту; серія діаметрів 2 – для фіксації деталі у разі нерухомої посадки вал-втулка, коли передача моменту здійснюється за рахунок тертя (посадки з натягом).

Основні розміри прямобічних шліцьових з'єднань (за ГОСТ 1139-80)

$z \times d \times D$	Ширина шліця, b	d_l , не менше	a , не менше	c		r , не більше
				Номін.	Відх.	
Розміри легкої серії, мм						
6×23×26	6	22,1	3,54	0,3	+0,2	0,2
6×26×30	6	24,6	3,85	0,3	+0,2	0,2
6×28×32	7	26,7	4,03	0,3	+0,2	0,2
8×32×36	6	30,4	2,71	0,4	+0,2	0,3
8×36×40	7	34,5	3,46	0,4	+0,2	0,3
8×42×46	8	40,4	5,03	0,4	+0,2	0,3
8×46×50	9	44,6	5,75	0,4	+0,2	0,3
8×52×58	10	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5
8×56×62	10	53,6	6,38	0,5	+0,3	0,5
8×62×68	12	59,8	7,31	0,5	+0,3	0,5
10×72×78	12	69,6	5,45	0,5	+0,3	0,5
10×82×88	12	79,3	8,62	0,5	+0,3	0,5
Розміри середньої серії, мм						
6×21×25	5	19,5	1,95	0,3	+0,2	0,2
6×23×28	6	21,3	1,34	0,3	+0,2	0,2
6×26×32	6	23,4	1,65	0,4	+0,2	0,3
6×28×34	7	25,9	1,70	0,4	+0,2	0,3
8×32×38	6	29,4	-	0,4	+0,2	0,3
8×36×42	7	33,5	1,02	0,4	+0,2	0,3
8×42×48	8	39,5	2,57	0,4	+0,2	0,3
8×46×54	9	42,7	-	0,5	+0,3	0,5
8×52×60	10	48,7	2,44	0,5	+0,3	0,5
8×56×65	10	52,2	2,50	0,5	+0,3	0,5
8×62×72	12	57,8	2,40	0,5	+0,3	0,5
10×72×82	12	67,4	-	0,5	+0,3	0,5
10×82×92	12	77,1	3,00	0,5	+0,3	0,5
Розміри важкої серії, мм						
10×16×20	2,5	14,1	-	0,3	+0,2	0,2
10×18×23	3	15,6	-	0,3	+0,2	0,2
10×21×26	3	18,5	-	0,3	+0,2	0,2
10×23×29	4	20,3	-	0,3	+0,2	0,2
10×26×32	4	23,0	-	0,4	+0,2	0,3
10×28×35	4	24,4	-	0,4	+0,2	0,3
10×32×40	5	28,0	-	0,4	+0,2	0,3
10×36×45	5	31,3	-	0,4	+0,2	0,3
10×42×52	6	36,9	-	0,4	+0,2	0,3
10×46×56	7	40,9	-	0,5	+0,3	0,5
10×52×60	5	47,0	-	0,5	+0,3	0,5
10×56×65	5	50,6	-	0,5	+0,3	0,5
10×62×72	6	56,1	-	0,5	+0,3	0,5
10×72×82	7	65,9	-	0,5	+0,3	0,5

Таблиця II.4

Розміри шліцевих евольвентних з'єднань за ГОСТ 6033-80 (фрагмент)

Номинальний діаметр, D	Модуль m , мм.						
	0,5	0,8	1,25	2	3	5	8
	Число зубів z						
15	28	17	10	6	-	-	-
17	32	20	12	7	-	-	-
20	38	23	14	8	-	-	-
25	48	30	18	11	7	-	-
30	-	36	22	13	8	-	-
35	-	42	26	16	10	-	-
40	-	48	30	18	12	6	-
45	-	55	34	21	13	7	-
50	-	60	38	24	15	8	-
55	-	66	42	26	17	9	-
60	-	74	46	28	18	10	-
65	-	-	50	31	20	11	-
70	-	-	54	34	22	12	7
75	-	-	58	36	24	13	8
80	-	-	62	38	25	14	8
85	-	-	-	41	27	15	9
90	-	-	-	44	28	16	10
95	-	-	-	46	30	18	10
100	-	-	-	48	32	18	11

Примітка: 1. Числа зубів, виділені жирним шрифтом, є переважними.

Таблиця II.5

Граничні відхилення розміру e втулки за ГОСТ 6033-80 (фрагмент)

Поле допуску	Модуль, мм	Позначення	Діаметр діляльного кола, мм		
			Понад 12 до 25	Понад 25 до 50	Понад 50 до 100
			Граничні відхилення, мкм		
$7H$	від 0,5 до 1,5	ES	+28	+32	+40
		EI_e	+12	+12	+15
		EI	0	0	0
	від 2 до 4	ES	+32	+40	+45
		EI_e	+12	+15	+17
		EI	0	0	0
	від 5 до 10	ES	-	+45	+50
		EI_e	-	+17	+18
		EI	-	0	0
$9H$	від 0,5 до 1,5	ES	+56	+63	+71
		EI_e	+20	+23	+26
		EI	0	0	0
	від 2 до 4	ES	+63	+71	+80
		EI_e	+23	+26	+30
		EI	0	0	0
	від 5 до 10	ES	-	+80	+90
		EI_e	-	+30	+34
		EI	-	0	0
$11H$	від 0,5 до 1,5	ES	+112	+125	+140
		EI_e	+41	+45	+50
		EI	0	0	0
	від 2 до 4	ES	+125	+140	+160
		EI_e	+45	+50	+60
		EI	0	0	0
	від 5 до 10	ES	-	+160	+180
		EI_e	-	+60	+68
		EI	-	0	0

Граничні відхилення розміру s вала за ГОСТ 6033-80 (фрагмент)

Поле допуску	Модуль, мм	Позначення	Діаметр ділильного кола, мм		
			Понад 12 до 25	Понад 25 до 50	Понад 50 до 100
			Граничні відхилення, мкм		
$9r$	від 0,5 до 1,5	es	+72	+80	+88
		ei_e	+52	+57	+62
		ei	+16	+17	+17
	від 2 до 4	es	+80	+88	+100
		ei_e	+57	+62	+70
		ei	+17	+17	+20
	від 5 до 10	es	-	+100	+112
		ei_e	-	+70	+78
		ei	-	+20	+22
$8p$	від 0,5 до 1,5	es	+54	+60	+66
		ei_e	+39	+43	+48
		ei	+14	+15	+16
	від 2 до 4	es	+60	+66	+75
		ei_e	+43	+48	+55
		ei	+15	+16	+19
	від 5 до 10	es	-	+75	+84
		ei_e	-	+55	+61
		ei	-	+19	+21
$7n$	від 0,5 до 1,5	es	+36	+40	+44
		ei_e	+26	+28	+30
		ei	+8	+8	+8
	від 2 до 4	es	+40	+44	+50
		ei_e	+28	+30	+35
		ei	+8	+8	+10
	від 5 до 10	es	-	+50	+56
		ei_e	-	+35	+38
		ei	-	+10	+11
$8k$	від 0,5 до 1,5	es	+18	+20	+22
		ei_e	+3	+3	+4
		ei	-22	-25	-28
	від 2 до 4	es	+20	+22	+25
		ei_e	+3	+4	+5
		ei	-25	-28	-31
	від 5 до 10	es	-	+25	+28
		ei_e	-	+5	+5
		ei	-	-31	-35
$7h$	від 0,5 до 1,5	es	0	0	0
		ei_e	-10	-12	-14
		ei	-28	-32	-36
	від 2 до 4	es	0	0	0
		ei_e	-12	-14	-15
		ei	-32	-36	-40
	від 5 до 10	es	-	0	0
		ei_e	-	-15	-17
		ei	-	-40	-45

Продовження таблиці II.6

Поле допуску	Модуль, мм	Позначення	Діаметр ділильного кола, мм		
			Понад 12 до 25	Понад 25 до 50	Понад 50 до 100
			Граничні відхилення, мкм		
9h	від 0,5 до 1,5	es	0	0	0
		ei _e	-20	-23	-26
		ei	-56	-63	-71
	від 2 до 4	es	0	0	0
		ei _e	-23	-26	-30
		ei	-63	-71	-80
	від 5 до 10	es	-	0	0
		ei _e	-	-30	-34
		ei	-	-80	-90
9g	від 0,5 до 1,5	es	-9	-10	-11
		ei _e	-29	-33	-37
		ei	-65	-73	-82
	від 2 до 4	es	-10	-11	-12
		ei _e	-33	-37	-42
		ei	-73	-82	-92
	від 5 до 10	es	-	-12	-14
		ei _e	-	-42	-48
		ei	-	-92	-104
7f	від 0,5 до 1,5	es	-18	-20	-22
		ei _e	-28	-32	-36
		ei	-46	-52	-58
	від 2 до 4	es	-20	-22	-25
		ei _e	-32	-36	-45
		ei	-52	-58	-65
	від 5 до 10	es	-	-25	-28
		ei _e	-	-45	-45
		ei	-	-65	-73
8f	від 0,5 до 1,5	es	-18	-20	-22
		ei _e	-33	-37	-40
		ei	-58	-65	-72
	від 2 до 4	es	-20	-22	-25
		ei _e	-37	-40	-45
		ei	-65	-72	-81
	від 5 до 10	es	-	-25	-28
		ei _e	-	-45	-51
		ei	-	-81	-91
10d	від 0,5 до 1,5	es	-36	-40	-44
		ei _e	-66	-74	-81
		ei	-116	-130	-144
	від 2 до 4	es	-40	-44	-50
		ei _e	-74	-81	-91
		ei	-130	-144	-162
	від 5 до 10	es	-	-50	-56
		ei _e	-	-91	-101
		ei	-	-162	-181

ДОДАТОК К

Таблиця К.1

Формули для розрахунку середнього та внутрішнього діаметрів різьб (за ДСТУ ISO 724:2005)

Діаметр	Зовнішня різьба	Внутрішня різьба
Середній діаметр	$d_2 = d - 0,6495 P$	$D_2 = d - 0,6495 P$
Внутрішній діаметр	$d_1 = d - 1,0825 P$	$D_1 = d - 1,0825 P$

Таблиця К.2

Номінальні діаметри та кроки метричних різьб з зазором (за ДСТУ ISO 261:2005, фрагмент)

Номінальний діаметр D, d , мм			Крок різьби P , мм									
1-й вибір	2-й вибір	3-й вибір	великий	дрібний								
				3	2	1,5	1,25	1	0,75	0,5	0,35	0,25
2			0,4									0,25
	2,2		0,45									0,25
2,5			0,45								0,35	
3			0,5								0,35	
	3,5		0,6								0,35	
4			0,7							0,5		
5			0,8							0,5		
		5,5								0,5		
6			1						0,75			
	7		1						0,75			
8			1,25					1	0,75			
		9	1,25					1	0,75			
10			1,5				1,25	1	0,75			
		11	1,5					1	0,75			
12			1,75				1,25	1				
	14		2			1,5	1,25*	1				
		15				1,5						
16			2			1,5						
		17				1,5						
	18		2,5		2	1,5						
20			2,5		2	1,5						
	22		3		2	1,5						
24					2	1,5						
		25			2	1,5						
		26				1,5						
	27				2	1,5						
30			3,5	3	2	1,5						
		32			2	1,5						
	33		3,5	3	2	1,5						
		35**				1,5						
36			4	3	2	1,5						
		38				1,5						
	39		4	3	2	1,5						

Примітки: 1) Під час вибору діаметра різьби перевагу надають вибору 1, потім – 2, а вже потім – 3;

* Тільки для свічок запалювання двигунів; ** Тільки для опорних стопорних гайок

Допуски зовнішнього діаметра зовнішньої різьби T_d і внутрішнього діаметра внутрішньої різьби T_{DI} різьби з зазором (за ДСТУ ISO 965-1:2005, фрагмент)

Крок різьби P , мм	Зовнішня різьба			Внутрішня різьба				
	Квалітет допуску							
	4	6	8	4	5	6	7	8
	Допуск, мкм							
	T_d			T_{DI}				
0,2	36	56	-	38	-	-	-	-
0,25	42	67	-	45	56	-	-	-
0,3	48	75	-	53	67	85	-	-
0,35	53	85	-	63	80	100	-	-
0,4	60	95	-	71	90	112	-	-
0,45	63	100	-	80	100	125	-	-
0,5	67	106	-	90	112	140	180	-
0,6	80	125	-	100	125	160	200	-
0,7	90	140	-	112	140	180	224	-
0,75	90	140	-	118	150	190	236	-
0,8	95	150	236	125	160	200	150	315
1	112	180	280	150	190	236	300	375
1,25	132	212	335	170	212	265	335	425
1,5	150	236	375	190	236	300	375	475
1,75	170	265	425	212	265	335	425	530
2	180	280	450	236	300	375	475	600
2,5	212	335	530	280	355	450	560	710
3	236	375	600	315	400	500	630	800
3,5	265	425	670	355	450	560	710	900
4	300	475	750	375	475	600	750	950
4,5	315	500	800	425	530	670	850	1060
5	335	530	850	450	560	710	900	1120
5,5	355	560	900	475	600	750	950	1180
6	375	600	950	500	630	800	1000	1250
8	450	710	1180	630	800	1000	1250	1600

Допуски середнього діаметра зовнішньої різьби T_{d2} і середнього діаметра внутрішньої різьби T_{D2} (за ДСТУ ISO 965-1:2005, фрагмент)

Номінальний діаметр різьби d, мм	Крок P, мм	Зовнішня різьба						Внутрішня різьба				
		Квалітет допуску (ступені точності)										
		3	4	5	6	7	8	4	5	6	7	8
		Допуск T_{d2} , мкм						Допуск T_{D2} , мкм				
Від 1 до 1,4	0,2	24	30	38	48	-	-	40	50	63	-	-
	0,25	26	34	42	53	-	-	45	56	71	-	-
	0,3	28	36	45	56	-	-	48	60	75	-	-
Понад 1,4 до 2,8	0,2	25	32	40	50	-	-	42	53	67	-	-
	0,25	28	36	45	56	-	-	48	60	75	-	-
	0,35	32	40	50	63	80	-	53	67	85	-	-
	0,4	34	42	53	67	85	-	56	71	90	-	-
	0,45	36	45	56	71	90	-	60	75	95	-	-
Понад 2,8 до 5,6	0,25	28	36	45	56	-	-	48	60	75	-	-
	0,35	34	42	53	67	85	-	56	71	90	-	-
	0,5	38	48	60	75	95	-	63	80	100	125	-
	0,6	42	53	67	85	106	-	71	90	112	140	-
	0,7	45	56	71	90	112	-	75	95	118	150	-
	0,75	45	56	71	90	112	-	75	95	118	150	-
	0,8	48	60	75	95	118	150	80	100	125	160	200
Понад 5,6 до 11,2	0,25	32	40	50	63	-	-	53	67	85	-	-
	0,35	36	45	56	71	90	-	60	75	95	-	-
	0,5	42	53	67	85	106	-	71	90	112	140	-
	0,75	50	63	80	100	125	-	85	106	132	170	-
	1	56	71	90	112	140	180	95	118	150	190	300
	1,25	60	75	95	118	150	190	100	125	160	200	315
	1,5	67	85	106	132	170	212	112	140	180	224	355
Понад 11,2 до 22,4	0,35	38	48	60	75	95	-	63	80	100	-	-
	0,5	45	56	71	90	112	-	75	95	118	150	-
	0,75	53	67	85	106	132	-	90	112	140	180	-
	1	60	75	95	118	150	190	100	125	160	200	250
	1,25	67	85	106	132	170	212	112	140	180	224	280
	1,5	71	90	112	140	180	224	118	150	190	236	300
	1,75	75	95	118	150	190	236	125	160	200	250	315
	2	80	100	125	160	200	250	132	170	212	265	335
	2,5	85	106	132	170	212	265	140	180	224	280	355
Понад 22,4 до 45	0,5	48	60	75	95	118	-	80	100	125	-	-
	0,75	56	71	90	112	140	-	95	118	150	190	-
	1	63	80	100	125	160	200	106	132	170	212	265
	1,5	75	95	118	150	190	236	125	160	200	250	315
	2	85	106	132	170	212	265	140	180	224	280	355
	3	100	125	160	200	250	315	170	212	265	335	425
	3,5	106	132	170	212	265	335	180	224	280	355	450
	4	112	140	180	224	280	355	190	236	300	375	475
	4,5	118	150	190	236	300	375	200	250	315	400	500

**Основні відхилення діаметрів зовнішньої та внутрішньої різьби
(за ДСТУ ISO 965-1:2005)**

Крок різьби P , мм	Зовнішня різьба					Внутрішня різьба			
	Діаметр різьби $d; d_2; d_1$					Діаметр різьби $D; D_1; D_2$			
	Основні відхилення e_s , мкм					Основні відхилення EI , мкм			
	d	e	f	g	h	E	F	G	H
0,2	-	-	-32	-17	0	-	+32	+17	0
0,25	-	-	-33	-18	0	-	+33	+18	0
0,3	-	-	-33	-18	0	-	+33	+18	0
0,35	-	-	-34	-19	0	-	+34	+19	0
0,4	-	-	-34	-19	0	-	+34	+19	0
0,45	-	-	-35	-20	0	-	+35	+20	0
0,5	-	-50	-36	-20	0	+50	+36	+20	0
0,6	-	-53	-36	-21	0	+53	+36	+21	0
0,7	-	-56	-38	-22	0	+56	+38	+22	0
0,75	-	-56	-38	-22	0	+56	+38	+22	0
0,8	-	-60	-38	-24	0	+60	+38	+24	0
1	-	-60	-40	-26	0	+60	+40	+26	0
1,25	-	-63	-42	-28	0	+63	+42	+28	0
1,5	-	-67	-45	-32	0	+67	+45	+32	0
1,75	-	-71	-48	-34	0	+71	+48	+34	0
2	-	-71	-52	-38	0	+71	+52	+38	0
2,5	-	-80	-58	-42	0	+80	+58	+42	0
3	-	-85	-63	-48	0	+85	+63	+48	0
3,5	-	-90	-70	-53	0	+90	+70	+53	0
4	-	-95	-75	-60	0	+95	+75	+60	0
4,5	-	-100	-80	-63	0	+100	+80	+63	0
5	-	-106	-85	-71	0	+106	+85	+71	0
5,5	-	-112	-90	-75	0	+112	+90	+75	0
6	-	-118	-95	-80	0	+118	+95	+80	0
8	-	-140	-118	-100	0	+140	+118	+100	0

Довжини згвинчування різьби з зазором (за ДСТУ 965-1:2005, фрагмент)

Номінальний діаметр різьби d , мм		Крок P , мм	Довжина згвинчування, мм			
			S	N		L
понад	до і включно		до і включно	понад	до і включно	понад
0,99	1,4	0,2	0,5	0,5	1,4	1,4
		0,25	0,6	0,6	1,7	1,7
		0,3	0,7	0,7	2	2
1,4	2,8	0,2	0,5	0,5	1,5	1,5
		0,25	0,6	0,6	1,9	1,9
		0,35	0,8	0,8	2,6	2,6
		0,4	1	1	3	3
		0,45	1,3	1,3	3,8	3,8
2,8	5,6	0,35	1	1	3	3
		0,5	1,5	1,5	4,5	4,5
		0,6	1,7	1,7	5	5
		0,7	2	2	6	6
		0,75	2,2	2,2	6,7	6,7
		0,8	2,5	2,5	7,5	7,5
5,6	11,2	0,75	2,4	2,4	7,1	7,1
		1	3	3	9	9
		1,25	4	4	12	12
		1,5	5	5	15	15
11,2	22,4	1	3,8	3,8	11	11
		1,25	4,5	4,5	13	13
		1,5	5,6	5,6	16	16
		1,75	6	6	18	18
		2	8	8	24	24
		2,5	10	10	30	30
22,4	45	1	4	4	12	12
		1,5	6,3	6,3	19	19
		2	8,5	8,5	25	25
		3	12	12	36	36
		3,5	15	15	45	45
		4	18	18	53	53
		4,5	21	21	63	63

Таблиця К.7

**Діаметри та кроки різьб для посадок з натягом та перехідних посадок
(за ГОСТ 4608-81, ГОСТ 24834-81)**

Номинальний діаметр різьби d , мм		Великий крок P , мм	Дрібні кроки P , мм				
Ряд 1	Ряд 2		3	2	1,5	1,25	1
5	-	0,8	-	-	-	-	-
6	-	1	-	-	-	-	-
8	-	1,25	-	-	-	-	1
10	-	1,5	-	-	-	1,25	-
12	-	1,75	-	-	1,5	1,25	-
-	14	2	-	-	1,5	-	-
16	-	2	-	-	1,5	-	-
-	18	2,5	-	2	1,5	-	-
20	-	2,5	-	2	1,5	-	-
-	22	2,5	-	2	1,5	-	-
24	-	3	-	2	-	-	-
-	27	3	-	2	-	-	-
30	-	3,5	-	2	-	-	-
-	33	3,5	-	2	-	-	-
36	-	4	3	-	-	-	-
-	39	4	3	-	-	-	-
42	-	4,5	3	-	-	-	-
-	45	4,5	3	-	-	-	-

Примітка. Під час вибору діаметрів різьб слід надавати перевагу першому ряду, а потім другому

Таблиця К.8

Допуски середнього діаметра зовнішньої та внутрішньої різьби для посадок з натягом (за ГОСТ 4608-81)

Номинальний діаметр різьби d , мм	Крок P , мм	Ступені точності		
		2	3	2
		Допуски, мкм		
		T_{d2}		T_{D2}
Понад 2,8 до 5,6	0,8	38	48	50
» 5,6 » 11,2	1	45	56	60
	1,25	48	60	63
	1,5	53	67	71
» 11,2 » 22,4	1,25	53	67	71
	1,5	56	71	75
	1,75	60	75	80
	2	63	80	85
	2,5	67	85	90
	3	71	90	95
» 22,4 » 45,0	2	67	85	90
	3	80	100	106

Таблиця К.9

Основні відхилення діаметральних розмірів зовнішньої та внутрішньої різьби для посадок з натягом (за ГОСТ 4608-81)

Крок P , мм	Зовнішня різьба					Внутрішня різьба			
	Зовнішній діаметр d , мм		Середній діаметр d_2 , мм			Зовнішній діаметр D , мм	Середній діаметр D_2 , мм	Внутрішній діаметр D_1 , мм	
	Основні відхилення, мкм								
	es		ei			EI			
	e	c	n	p	r	H	H	D	C
0,8	-60	-	+34	+48	+71	0	0	+90	-
1	-60	-	+38	+53	+80	0	0	+90	-
1,25	-63	-	+42	+56	+85	0	0	+95	-
1,5	-	-140	+45	+63	+95	0	0	-	+140
1,75	-	-145	+50	+67	+100	0	0	-	+145
2	-	-150	+53	+75	+112	0	0	-	+150
2,5	-	-160	+63	+85	+125	0	0	-	+160
3	-	-170	+71	+95	+140	0	0	-	+170

Примітка. Реальний профіль западини зовнішньої та внутрішньої різьби не повинний заходити за основний профіль. Форма та розміри западини різьби – за ГОСТ 16093-81.

Таблиця К.10

Допуски середнього діаметра зовнішньої та внутрішньої різьби для перехідних посадок (за ГОСТ 24834-81)

Номінальний діаметр різьби d , мм	Крок P , мм	Ступені точності				
		2	4	3	4	5
		Допуски, мкм				
		T_{d2}		T_{D2}		
Понад 2,8 до 5,6	0,8	38	60	63	80	100
» 5,6 » 11,2	1	45	71	75	95	118
	1,25	48	75	80	100	125
	1,5	53	85	90	112	140
» 11,2 » 22,4	1,25	53	85	90	112	140
	1,5	56	90	95	118	150
	1,75	60	95	100	125	160
	2	63	100	106	132	170
	2,5	67	106	112	140	180
» 22,4 » 45,0	2	67	106	112	140	180
	3	80	125	132	170	212

Основні відхилення середнього діаметра зовнішньої різьби для перехідних посадок (за ГОСТ 24834-81)

Номінальний діаметр різьби d , мм	Крок P , мм	Основне відхилення ei середнього діаметра d_2 , мкм			
		jh	j	jk	m
Від 5 до 16	0,8	-	-	-9	+24
	1	-	-	-11	+26
	1,25	-	-	-14	+28
	1,5	-	-	-17	+32
	1,75	-	-	-19	+34
	2	-	-	-22	+38
Від 18 до 30	1,5	-	-42	-	+32
	2	-	-48	-	+38
	2,5	-	-53	-	+42
	3	-	-60	-	+48
	3,5	-	-63	-	-
Від 33 до 45	2	-100	-	-	-
	3	-112	-	-	-
	3,5	-118	-	-	-
	4	-125	-	-	-
	4,5	-132	-	-	-

ДОДАТОК Л

Таблиця Л.1

Норми кінематичної точності - показники F_i' , F_r , F_{vW} , F_c , F_i''
(за ГОСТ 1643-81, фрагмент)

Ступінь точності	Модуль m, мм	F_i'		F_r		F_{vW}		F_c		F_i''	
		Ділильний діаметр d , мм									
		До 125	Понад 125 до 400	До 125	Понад 125 до 400	До 125	Понад 125 до 400	До 125	Понад 125 до 400	До 125	Понад 125 до 400
		МКМ									
6	Понад 1,0 до 3,5	$F_P + f_f$	25	36	16	28	16	28	36	50	
	» 3,5 » 6,3		28	40					40	56	
	» 6,3 » 10,0		32	45					45	63	
	» 10,0 » 16,0		-	50					-	71	
7	Понад 1,0 до 3,5	$F_P + f_f$	36	50	22	40	22	40	50	71	
	» 3,5 » 6,3		40	56					56	80	
	» 6,3 » 10,0		45	63					63	90	
	» 10,0 » 16,0		-	71					-	100	
8	Понад 1,0 до 3,5	$F_P + f_f$	45	63	28	50	28	50	6	9	
	» 3,5 » 6,3		50	71					1	100	
	» 6,3 » 10,0		56	80					80	112	
	» 10,0 » 16,0		-	90					-	125	
9	Понад 1,0 до 3,5	$F_P + f_f$	71	80	-	-	-	-	90	112	
	» 3,5 » 6,3		80	100					112	140	
	» 6,3 » 10,0		90	112					125	160	
	» 10,0 » 16,0		-	125					-	180	

- F_i' – допуск на кінематичну похибку зубчастого колеса
 F_r – допуск на радіальне биття зубчастого вінця
 F_{vW} – допуск на коливання довжини спільної нормалі
 F_c – допуск на похибку обкату
 F_i'' – допуск на коливання вимірювальної міжосьової відстані

Таблиця Л.2

Норми кінематичної точності – показники F_{Pkr} та F_{Pr} (за ГОСТ 1643-81)

Ступінь точності	Позначення	Модуль m , мм	Для F_{Pk} – довжина дуги ділильного кола L , мм					
			Понад 20 до 32	Понад 32 до 50	Понад 50 до 80	Понад 80 до 160	Понад 160 до 315	Понад 315 до 630
			Для F_P – ділильний діаметр d , мм					
			Понад 12,7 до 20,4	Понад 20,4 до 31,8	Понад 31,8 до 50,9	Понад 50,9 до 101,8	Понад 101,8 до 200,5	Понад 200,5 до 401,1
			МКМ					
6	$ F_{Pk} $	Від 1 до 16	20	22	25	32	45	63
7	або	Від 1 до 25	28	32	36	45	63	90
8	$ F_P $	Від 1 до 25	40	45	50	63	90	125

- F_{Pk} – допуск на накопичену похибку k кроків
 F_P – допуск на накопичену похибку кроку зубчастого колеса

Примітка. За відсутності спеціальних вимог допуск F_{Pk} призначається для довжини дуги ділильного кола, що відповідає 1/6 частині числа зубів зубчастого колеса (або дуги, що відповідає найближчому більшому цілому числу зубів).

Таблиця Л.3

Норми плавності роботи - показники f'_{ir} , f_{Ptr} , f_{Pbr} , f_{fr} , f''_{ir} (за ГОСТ 1643-81)

Ступінь точності	Модуль m, мм	$f'i$		f_{Pt}		f_{Pb}		f_f		$f''i$	
		Ділильний діаметр d , мм									
		До 125	Понад 125 до 400	До 125	Понад 125 до 400	До 125	Понад 125 до 400	До 125	Понад 125 до 400	До 125	Понад 125 до 400
		МКМ									
6	Понад 1 до 3,5	18	20	±10	±11	±9,5	±10	8	9	14	16
	» 3,5 » 6,3	22	25	±13	±14	±12	±13	10	11	18	20
	» 6,3 » 10	28	30	±14	±16	±13	±15	12	13	20	22
	» 10 » 16	-	36	-	±18	-	±17	-	16	-	25
7	Понад 1 до 3,5	25	30	±14	±16	±13	±15	11	13	20	22
	» 3,5 » 6,3	32	36	±18	±20	±17	±19	14	16	25	28
	» 6,3 » 10	36	40	±20	±22	±19	±21	17	19	28	32
	» 10 » 16	-	50	-	±25	-	±24	-	22	-	36
8	Понад 1 до 3,5	36	40	±20	±22	±19	±21	14	18	28	32
	» 3,5 » 6,3	45	50	±25	±28	±24	±26	20	22	36	40
	» 6,3 » 10	50	60	±28	±32	±26	±30	22	28	40	45
	» 10 » 16	-	71	-	±36	-	±34	-	32	-	50
9	Понад 1 до 3,5	-	-	±28	±32	±26	±30	-	-	36	40
	» 3,5 » 6,3	-	-	±36	±40	±34	±38	-	-	45	50
	» 6,3 » 10	-	-	±40	±45	±38	±42	-	-	50	56
	» 10 » 16	-	-	-	±50	-	±48	-	-	-	63

f'_i – допуск на місцеву кінематичну похибку зубчастого колеса; $\pm f_{Pt}$ – граничні відхилення кроку; $\pm f_{Pb}$ – граничні відхилення кроку зачеплення; f_f – допуск на похибку профілю зуба; f''_i – допуск на коливання вимірювальної міжосьової відстані на одному зубі

Таблиця Л.4

Норми контакту зубів - показники F_{kr} та $F_{\beta r}$ (за ГОСТ1643-81, фрагмент)

Ступінь точності	Модуль m, мм	F_k					F_{β}				
		Ділильний діаметр d , мм									
		До 40	Понад 40 до 100	Понад 100 до 160	Понад 160 до 250	Понад 250 до 400	До 40	Понад 40 до 100	Понад 100 до 160	Понад 160 до 250	Понад 250 до 400
		МКМ									
6	Від 1 до 3,5	18	20	22	25	28	9	12	16	20	25
	Понад 3,5 до 6,3	22	22	25	25	30					
	Понад 6,3 до 10	28	25	28	30	32					
	Понад 10 до 16	-	30	32	36	40					
7	Від 1 до 3,5	22	25	28	30	32	11	16	20	25	28
	Понад 3,5 до 6,3	25	28	30	32	36					
	Понад 6,3 до 10	30	32	36	40	45					
	Понад 10 до 16	-	40	40	45	50					
8	Від 1 до 3,5	36	40	40	45	50	18	25	32	40	45
	Понад 3,5 до 6,3	40	45	50	50	56					
	Понад 6,3 до 10	45	50	56	60	63					
	Понад 10 до 16	-	60	63	71	80					
9	Від 1 до 3,5	56	60	60	71	80	28	40	50	63	71
	Понад 3,5 до 6,3	63	71	80	80	90					
	Понад 6,3 до 10	80	80	90	90	100					
	Понад 10 до 16	-	100	100	112	125					

F_k – допуск на сумарну похибку контактної лінії; F_{β} – допуск на напрямки зуба.

Таблиця Л.5

Норми контакту зубів в передачі (сумарна пляма контакту) (за ГОСТ 1643-81)

Ступінь точності	Відносні розміри сумарної плями контакту у відсотках	
	По висоті зуба, не менше	По довжині зуба, не менше
3	65	95
4	60	90
5	55	80
6	50	70
7	45	60
8	40	50
9	30	40
10	25	30
11	20	25

Таблиця Л.6

Норми бічного зазору: показники $-E_{Hs}$; $-E_{Wms}$ - доданок І; $-E_{cs}$
(за ГОСТ 1643-81)

Вид сполучення	Ступінь точності за нормами плавності	Відхилення	Ділильний діаметр d , мм					
			До 80	Понад 80 до 125	Понад 125 до 180	Понад 180 до 250	Понад 250 до 315	Понад 315 до 400
			мкм					
H	3 – 6	E_{Hs}	-12	-14	-16	-18	-20	-22
		E_{Wms}	-8	-10	-11	-12	-14	-16
		E_{cs}	-9	-10	-12	-14	-16	-16
	7	E_{Hs}	-14	-16	-18	-20	-22	-25
		E_{Wms}	-10	-10	-12	-14	-16	-18
		E_{cs}	-10	-12	-14	-14	-16	-18
E	3 - 6	E_{Hs}	-30	-35	-40	-46	-52	-57
		E_{Wms}	-20	-24	-28	-30	-35	-40
		E_{cs}	-22	-25	-30	-35	-40	-40
	7	E_{Hs}	-35	-40	-45	-50	-55	-60
		E_{Wms}	-25	-30	-30	-35	-40	-45
		E_{cs}	-25	-30	-35	-35	-40	-45
D	3 - 6	E_{Hs}	-46	-54	-63	-72	-81	-89
		E_{Wms}	-30	-35	-40	-50	-55	-60
		E_{cs}	-35	-40	-45	-55	-60	-60
	7	E_{Hs}	-50	-60	-70	-80	-90	-100
		E_{Wms}	-35	-40	-50	-55	-60	-70
		E_{cs}	-35	-45	-50	-60	-70	-70
	8	E_{Hs}	-55	-70	-80	-90	-100	-110
		E_{Wms}	-40	-50	-50	-60	-70	-70
		E_{cs}	-40	-50	-60	-70	-70	-80
C	3 - 6	E_{Hs}	-74	-87	-100	-115	-130	-140
		E_{Wms}	-50	60	-70	-80	-90	-100
		E_{cs}	-55	-60	-70	-80	-90	-100

Продовження таблиці Л.6

Вид сполучення	Ступінь точності за нормами плавності	Відхилення	Ділильний діаметр d , мм					
			До 80	Понад 80 до 125	Понад 125 до 180	Понад 180 до 250	Понад 250 до 315	Понад 315 до 400
			мкм					
С	7	E_{Hs}	-80	-100	-110	-120	-140	-160
		E_{Wms}	-55	-70	-70	-80	-100	-110
		E_{cs}	-60	-70	-80	-90	-100	-120
	8	E_{Hs}	-90	-110	-120	-140	-160	-180
		E_{Wms}	-60	-80	-80	-100	-110	-120
		E_{cs}	-70	-80	-90	-100	-120	-140
	9	E_{Hs}	-100	-120	-140	-160	-180	-200
		E_{Wms}	-70	-80	-100	-110	-120	-140
		E_{cs}	-70	-90	-100	-120	-140	-140
В	3 - 6	E_{Hs}	-120	-140	-160	-185	-210	-230
		E_{Wms}	-80	-100	-110	-120	-140	-160
		E_{cs}	-90	-100	-120	-140	-160	-160
	7	E_{Hs}	-140	-160	-180	-200	-250	-250
		E_{Wms}	-100	-110	-120	-140	-180	-180
		E_{cs}	-100	+120	-140	-140	-180	-180
	8	E_{Hs}	-140	-160	-200	-220	-250	-280
		E_{Wms}	-100	-110	-140	-140	-180	-200
		E_{cs}	-100	-120	-140	-160	-180	-200
	9	E_{Hs}	-160	-180	-200	-250	-280	-300
		E_{Wms}	-110	-120	-140	-160	-200	-200
		E_{cs}	-120	-140	-160	-180	-200	-220
А	3 - 6	E_{Hs}	-190	-220	-250	-290	-320	-35
		E_{Wms}	-120	-140	-180	-200	-220	-250
		E_{cs}	-140	-160	-180	-200	-250	-250
	7	E_{Hs}	-200	250	-280	-300	-350	-400
		E_{Wms}	-140	-180	-200	-200	-250	-280
		E_{cs}	-150	-180	-200	-220	-250	-300
	8	E_{Hs}	-220	-280	-300	-350	-400	-450
		E_{Wms}	-160	-200	-200	-250	-280	-300
		E_{cs}	-160	-200	-220	-250	-300	-350
	9	E_{Hs}	-250	-280	-350	-400	-400	-500
		E_{Wms}	-180	-200	-250	-280	-280	-350
		E_{cs}	-180	-200	-250	-300	-300	-350

- E_{Hs} - найменше додаткове зміщення вихідного контуру для зубчастого колеса із зовнішніми зубцями (зі знаком «мінус»)
- E_{Wms} - найменше відхилення середньої загальної довжини спільної нормалі (табл. Л.1) для зубчастого колеса із зовнішніми зубами (зі знаком «мінус»)
- E_{cs} - найменше відхилення товщини зуба для зубчатих коліс із зовнішніми і внутрішніми зубцями (зі знаком «мінус»)

Таблиця Л.7

Норми бокового зазору - показник $-E_{Wms}$ - доданок II (за ГОСТ 1643-81)

Відхилення	Допуск на радіальне биття зубчастого вінця F_r , мкм (з табл. Л.1)							
	Понад 20 до 25	Понад 25 до 32	Понад 32 до 40	Понад 40 до 50	Понад 50 до 60	Понад 60 до 80	Понад 80 до 100	Понад 100 до 125
	МКМ							
E_{Wms}	5	7	9	11	14	18	22	25

Величина найменшого відхилення середньої довжини загальної нормалі визначається складанням доданка I (табл. Л.6) із доданком II (табл. Л.7).

Таблиця Л.8

Норми бічного зазору (допуски T_H , T_{Wm} , T_C) (за ГОСТ 1643-81)

Вид сполучен ня (вид допуску)	Позначення	Допуск на радіальне биття зубчастого вінця F_r , мкм (з табл. Л.1)							
		Понад 20 до 25	Понад 25 до 32	Понад 32 до 40	Понад 40 до 50	Понад 50 до 60	Понад 60 до 80	Понад 80 до 100	Понад 100 до 125
		МКМ							
$H, E (h)$	T_H	45	55	60	70	80	110	120	160
	T_{Wm}	20	22	25	25	28	30	40	55
	T_C	35	40	45	50	70	70	90	120
$D (d)$	T_H	60	70	80	90	100	140	160	200
	T_{Wm}	30	35	40	40	40	60	70	80
	T_C	45	50	60	70	70	100	120	140
$C (c)$	T_H	80	90	100	120	140	180	200	250
	T_{Wm}	45	45	50	60	70	90	110	120
	T_C	60	70	70	90	100	140	160	180
$B (b)$	T_H	90	100	120	140	180	200	250	300
	T_{Wm}	50	55	60	70	100	100	120	140
	T_C	70	70	90	100	140	140	300	350
$A (a)$	T_H	110	140	160	180	200	250	300	350
	T_{Wm}	60	80	90	100	110	140	150	180
	T_C	80	100	120	140	140	180	220	250

* Вид допуску на бічний зазор використовується при зміні відповідності між видом сполучення і видом допуску

T_H - допуск на зміщення вихідного контуру

T_{Wm} - допуск на середню довжину загальної нормалі

T_C - допуск на товщину зуба

ДОДАТОК М

Таблиця М.1

Число одиниць допуску залежно від квалітету (за ДСТУ 2500-94, фрагмент)

Квалітети	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Число одиниць допуску k	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600	2500

Таблиця М.2

Значення одиниць допуску (за ДСТУ 2500-94, фрагмент)

Інтервал розмірів, мм	i , мкм	Інтервал розмірів, мм	i , мкм
До 3	0,55	Понад 80 до 120	2,17
Понад 3 до 6	0,73	Понад 120 до 180	2,52
Понад 6 до 10	0,90	Понад 180 до 250	2,89
Понад 10 до 18	1,08	Понад 250 до 315	3,22
Понад 18 до 30	1,31	Понад 315 до 400	3,54
Понад 30 до 50	1,56	Понад 400 до 500	3,89
Понад 50 до 80	1,86	Понад 500 до 630	4,40

Таблиця М.3

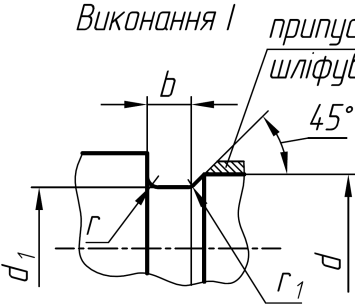
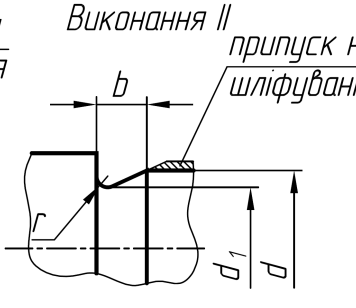
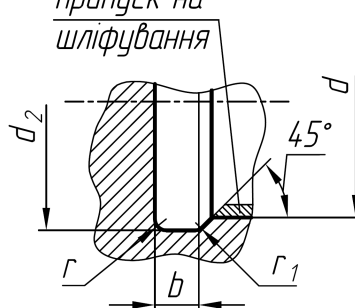
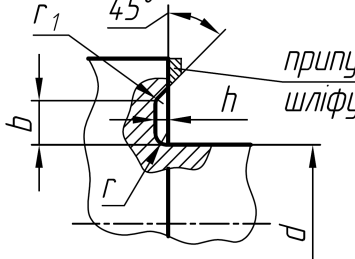
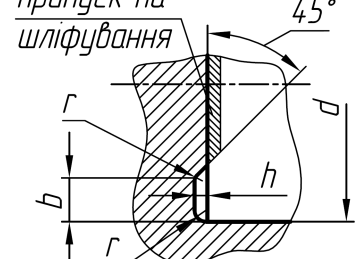
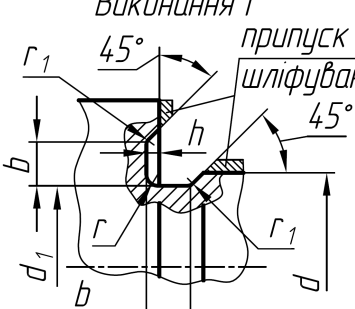
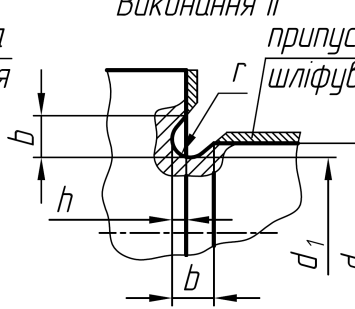
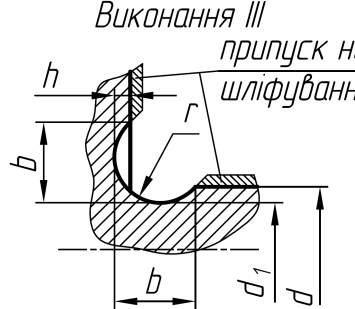
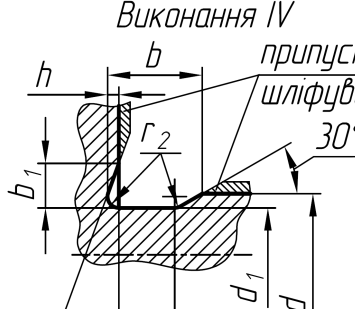
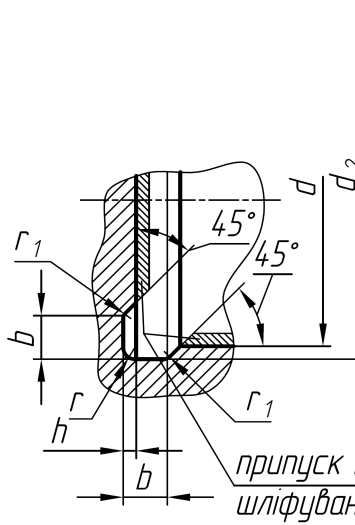
Значення коефіцієнта t за нормального розподілу розмірів замикальної ланки для різних відсотків ризику P [2]

P , %	0,01	0,05	0,1	0,27	0,5	1	2	3	5	10	32
t	3,89	3,48	3,29	3	2,81	2,57	2,32	2,17	1,96	1,65	1

ДОДАТОК Н

Таблиця Н.1

Канавки для виходу шліфувального круга (за ГОСТ 8820-69)

Зовнішнє шліфування	Внутрішнє шліфування
по циліндру	
<p>Виконання I</p>  <p>припуск на шліфування</p> <p>45°</p> <p>Виконання II</p>  <p>припуск на шліфування</p>	<p>припуск на шліфування</p>  <p>45°</p>
по торцю	
 <p>припуск на шліфування</p> <p>45°</p>	<p>припуск на шліфування</p>  <p>45°</p>
по циліндру та торцю	
<p>Виконання I</p>  <p>припуск на шліфування</p> <p>45°</p> <p>Виконання II</p>  <p>припуск на шліфування</p> <p>45°</p> <p>Виконання III</p>  <p>припуск на шліфування</p> <p>45°</p> <p>Виконання IV</p>  <p>припуск на шліфування</p> <p>30°</p> <p>20°</p>	 <p>припуск на шліфування</p> <p>45°</p> <p>45°</p>

Розміри, мм							
d	b		h	r	r_1	d_1	d_2
	I; II	III					
До 10	1	-	0,2	0,3	0,2	d-0,3	d+0,3
	1,6			0,5	0,3		
	2		0,3			1	0,5
Понад 10 до 50	3	1,5		0,5	1,6		
Понад 50 до 100	5	2,25					
Понад 100	8	2,8	2			1	
	10	5.0		3			

Примітки: 1. При шліфуванні на одній деталі декількох різних діаметрів рекомендується застосовувати канавки одного розміру.

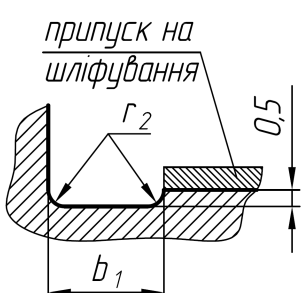
2. При ширині канавки $b \leq 2$ мм допускається застосовувати округлення з двох боків, що дорівнюють r .

3. Дopusкається застосовувати інші розміри канавок виходячи з міцнісних чи конструктивних особливостей виробу.

Розміри канавок виконання IV для зовнішнього шліфування, мм.

b	d_1	h	b_1	c	r_2
1,1	$d - 0,2$	0,1	0,5	0,8	0,2
2,2	$d - 0,4$	0,2	1,0	1,5	0,4
4,3	$d - 0,6$	0,3	1,5	3,3	0,6
6,4	$d - 0,8$	0,4	2,3	5,0	1,0

Розміри канавок при плоскому шліфуванні, мм.

Форма	b_1	h_1	r_2
	2	1,6	0,5
	3	2,0	1,0
	5	3,0	1,6

Список використаної літератури

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т.: Т.2.- 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н.Жестковой.- М.: Машиностроение, 2001.-912 с. ISBN 5-217-02964-1
2. Анухин В.И. Допуски и посадки. Выбор и расчет, указание на чертежах: Учеб. пособие.: СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2001. – 219 с.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для тех. спец. вузов. – 5-е изд., перераб. и доп. – Высш. шк., 1998. – 447 с., ил. ISBN 5-06-003488-7
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Расчет допусков размеров. 4-е изд. перераб и доп.- М.: Машиностроение, 2006.-400 с. ISBN 5-217-03309-6
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П., Варламова Л.П. Допуски и посадки. Обоснование выбора: Учеб. пособие для студентов машиностроительных вузов. – М.: Высш. шк., 1984. – 112 с., ил.
6. Зябрева Н.Н. и др. Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения». Учеб. пособие для вузов. М., «Высш. школа», 1977.
7. Кацев П.Г. Статистические методы исследования режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1974. – 231 с.
8. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: Учеб. пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – Мн.: УП «Технопринт», 2001. 209 с. ISBN 985-464-029-9
9. Нарышкин В.Н. Подшипники качения: Справочник-каталог/Под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского.- М.: Машиностроение, 1985.-280 с.
10. Палей М.А. и др. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 1 – СПб.: Политехника, 2001. - 576 с. ISBN 5-7325-0513.
11. Палей М.А. и др. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 2 – СПб.: Политехника, 2001. - 608 с. ISBN 5-7325-0514.
12. Романов А.Б., Устинов Ю.Н. Выбор посадок и требований точности: Справочно-методическое пособие.- СПб.: Политехника, 2008.- 206 с. ISBN 978-5-7325-5.
13. Скундин Г.И., Никитин В.Н. Шлицевые соединения. – М.: Машиностроение, 1981.-128 с.
14. Якимчук Г.К. та ін. Допуски і посадки: Довідник. – Частина II. / Якимчук Г.К., Адаменко Ю.І., Майданюк С.В., Плівак О.А. – К.: Основа, 2012. – 96 с. ISBN 978-966-699-000-0
15. Якимчук Г.К., Кирилюк Ю.Є., Саранча Г.А. Взаємозамінність, стандартизація, метрологія та технічні вимірювання: Підручник /За ред. Г.К. Якимчука, К.: «Основа», 2006.- С.245-267.
16. Якушев А.И. и др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник для втузов / А.И. Якушев, Л.Н. Воронцов, Н.М. Федотов. – М.: Машиностроение, 1987. – 352 с.

Список використаних нормативних документів

- ГОСТ 10748-79 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими высокими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки
- ГОСТ 1139-80 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобоочные. Размеры и допуски
- ГОСТ 13755-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур
- ГОСТ 14140-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей
- ГОСТ 16093-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором
- ГОСТ 1643-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски
- ГОСТ 16530-83 Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения
- ГОСТ 16531-83 Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения
- ГОСТ 18514-73 Крышки торцовые узлов подшипников качения. Технические требования
- ГОСТ 2.403-75 ЕСКД. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес
- ГОСТ 2.409-74 ЕСКД. Правила выполнения чертежей зубчатых (шлицевых) соединений
- ГОСТ 21425-75 Соединения зубчатые (шлицевые) прямобоочные. Методы расчета нагрузочной способности
- ГОСТ 23360-78 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки
- ГОСТ 24068-80 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с клиновыми шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки
- ГОСТ 24643-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения
- ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки
- ГОСТ 25069-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Неуказанные допуски формы и расположения поверхностей
- ГОСТ 25346-89 Основные нормы взаимозаменяемости. ЕСДП. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений
- ГОСТ 25347-82 Основные нормы взаимозаменяемости. ЕСДП. Поля допусков и рекомендуемые посадки
- ГОСТ 2789-73 Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики
- ГОСТ 3189-89 Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений
- ГОСТ 3325-85 Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки
- ГОСТ 3395-89 Подшипники качения. Типы и конструктивные исполнения

ГОСТ 3675-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи червячные цилиндрические. Допуски

ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом

ГОСТ 6033-80 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30<град>. Размеры, допуски и измеряемые величины

ГОСТ 6636-69 Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры

ГОСТ 831-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные. Типы и основные размеры

ГОСТ 8790-79 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими направляющими шпонками с креплением на валу. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки

ГОСТ 8820-69 Канавки для выхода шлифовального круга. Форма и размеры

ГОСТ 9178-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические мелко модульные. Допуски

ДСТУ 2497-94 Основні норми взаємозамінності. Різьба і різьбові з'єднання. Терміни та визначення

ДСТУ 2500-94 Основні норми взаємозамінності. Єдина система допусків та посадок. Терміни та визначення. Позначення і загальні норми

ДСТУ ISO 261:2005 Нарізі метричні ISO загальної призначеності. Загальні положення (ISO 261:1998, IDT)

ДСТУ ISO 5408:2006 Нарізі циліндричні. Словник термінів (ISO 5408:1983, IDT)

ДСТУ ISO 68-1:2005 Нарізі ISO загального призначення. Основний профіль. Частина 1. Нарізі метричні (ISO 68-1:1998, IDT)

ДСТУ ISO 724:2005 Нарізі метричні ISO загального призначення. Основні розміри (ISO 724:1993, IDT)

ДСТУ ISO 965-1:2005 Нарізі метричні ISO загального призначення. Допуски. Частина 1. Основні характеристики (ISO 965-1:1998, IDT)

ДСТУ ГОСТ 13942:2008 Кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрические и канавки для них. Конструкция и размеры

ДСТУ ГОСТ 18511:2008 Крышки торцовые глухие. Конструкция и размеры

ДСТУ ГОСТ 18512:2008 Крышки торцовые с отверстием для манжетного уплотнения. Конструкция и размеры

ДСТУ ГОСТ 18513:2008 Крышки торцовые с жировыми канавками. Конструкция и размеры

ДСТУ ГОСТ 2.308:2013 Єдина система конструкторської документації. Зазначення допусків форми та розміщення поверхонь.

ДСТУ ГОСТ 24071:2005 (ИСО 3912:1977, MOD) Основні норми взаємозамінності. Сегментні шпонки та шпонкові пази (ГОСТ 24071-97 (ИСО 3112-77), IDT)

ДСТУ ГОСТ 27365:2008 Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры

ДСТУ ГОСТ 3478:2008 Подшипники качения. Основные размеры

ДСТУ ГОСТ 520:2014 Підшипники кочення. Загальні технічні умови (ГОСТ 520-2011, IDT; ISO 492:2002, NEQ; ISO 199:2005, NEQ)

ДСТУ ГОСТ 8338:2008 Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры

Предметний покажчик

Б		-- кроку зубчастого колеса	76
бічний зазор	74	П	
В		перекіс осей	79
види спряження	74	пляма контакту миттєва	79
відхилення від паралельності осей	79	-- сумарна	79
- граничні вимірювальної міжосьової відстані	81	похибка зубчастого колеса кінематична	75
- кроку зачеплення	78	--- місцева кінематична	78
- кроку різьби	46	--- кінематична на k кроках	76
- міжосьової відстані	81	--- найбільша кінематична	75
- осьових кроків по нормалі	80	похибка напрямку зуба	79
- половини кута профілю	47	- обкату	76
- середньої довжини спільної нормалі	81	- передачі кінематична	75
- товщини зуба	81	-- місцева кінематична	78
Д		-- найбільша кінематична	75
діаметр різьби внутрішній	44	- профілю зуба	78
-- зовнішній	44	- сумарна контактної лінії	79
-- приведений середній	49	профіль різьби граничний	46
-- середній	44	-- дійсний	46
діаметральна компенсація похибки кроку	46	-- номінальний	46
--- половини кута профілю	47	-- основний	44
довжини згвинчування	52	Р	
З		радіальне биття зубчастого вінця	75
зубчаста передача	72	різьби довжина згвинчування	46
-- відлікова	72	- крок	44
-- силова	73	- кут профілю	46
-- швидкісна	73	- хід	45
К		різьбове з'єднання	44
клас точності	53	Ц	
коливання вимірювальної міжосьової відстані	76	циклічна похибка зубцевої частоти в передачі	79
- довжини спільної нормалі	76	-- зубцевої частоти зубчастого колеса	79
комплекси контролю зубчастих коліс	83	-- зубчастого колеса	78
Л		-- передачі	78
ланка	91	Ш	
- замикальна	91	шліцьове з'єднання	27
- збільшувальна	92	-- евольвентне	34
- зменшувальна	92	-- з трикутним профілем зубів	38
- складова	92	-- прямобічне	28
ланцюг розмірний	91	-- центрування	29
Н		шпонка клинова	25
навантаження підшипника коливальне	9	- призматична	22
-- місцеве	9	- сегментна	25
-- циркуляційне	9	шпонкове з'єднання вільне	22
накопичена похибка k кроків	76	-- нормальне	22
		-- щільне	23

Навчальне видання

АДАМЕНКО Юрій Іванович
ГЕРАСИМЧУК Олена Михайлівна
МАЙДАНЮК Сергій Володимирович
МІНІЦЬКА Наталія Валентинівна
ПАСІЧНИК Віталій Анатолійович
ПЛІВАК Олександр Анатолійович

ДОПУСКИ, ПОСАДКИ ТА ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ

ПРАКТИКУМ

Частина 2

Підп. до друку 28.07.2016. Формат 60x84/16.
Папір офс. Друк різнографічний. Гарн. Times New Roman.
Умовн. др. арк. 10,93. Наклад 300.

Видавець та виготівник «Симфонія форте»
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Крайківського, 2
тел. (0342) 77-98-92

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру видавців
та виготівників видавничої продукції: серія ДК № 3312 від 12.11.2008 р.